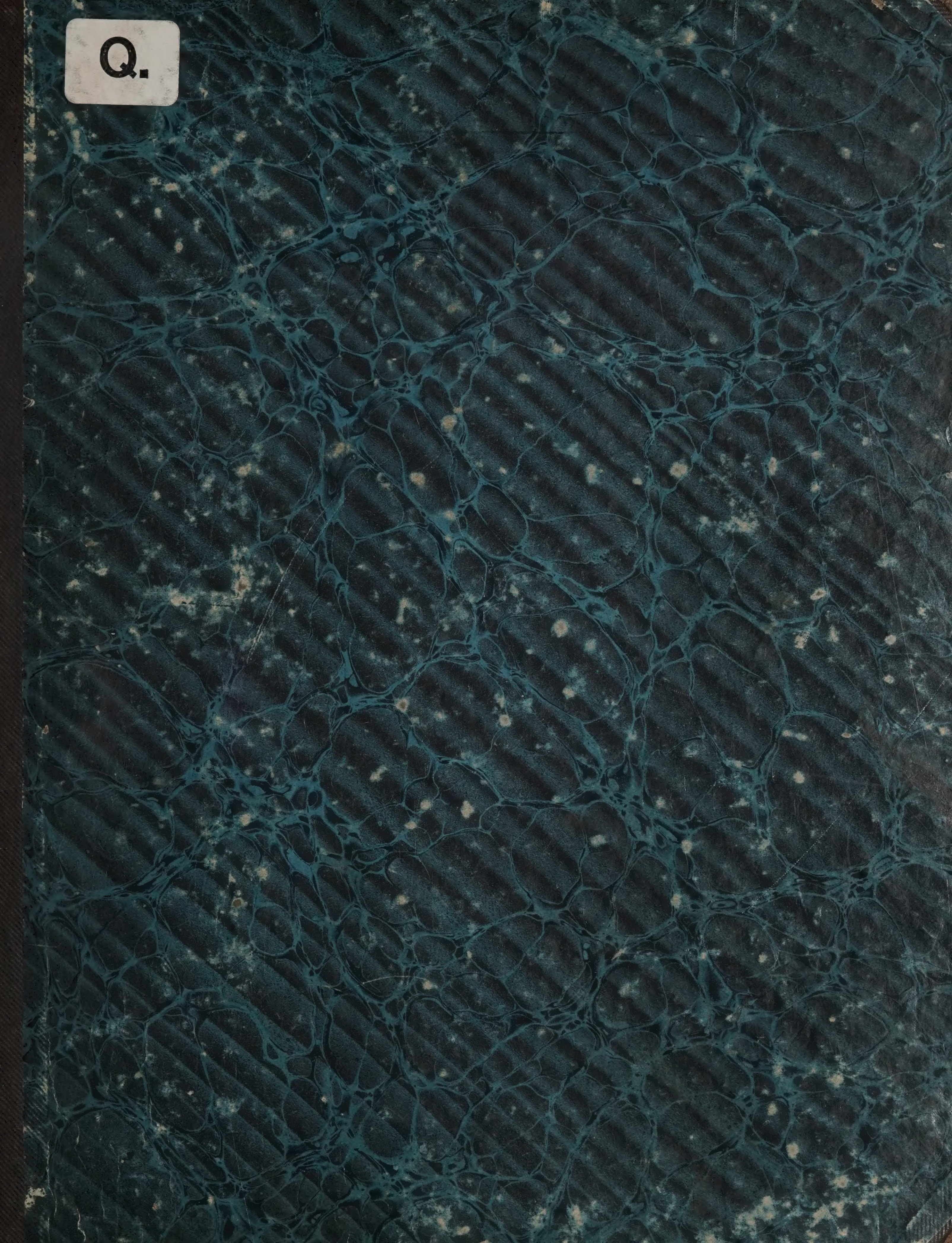

Q.

coll. copft.
m. Titel und
Inhaltsverzeichnis

Volkmann.

Der Civilingenieur.

Neue Folge. Vierter Band.

Volkmann

Der
Civilingenieur.

Zeitschrift für das Ingenieurwesen.

Unter besonderer Mitwirkung von

Julius Weisbach,
K. S. Bergrath, Prof. a. d. Bergakademie zu Freiberg,
Mitglied d. K. Russ. Akademie der Wiss. zu St. Petersburg,

Dr. Gustav Zeuner,
Professor am eidgenössischen Polytechnikum
zu Zürich,

V. Tauberth,
Betriebsoberinspector an der K. S.-Böhmischen
Staatseisenbahn zu Dresden,

A. Hallbauer,
Directionsrath an der K. S.-Bairischen Staatseisenbahn zu Leipzig,

und

F. Nowotny,
Maschinenmeister bei der K. S.-Bairischen Staatseisenbahn zu Leipzig,

herausgegeben

von

K. R. Bornemann,
Kunstmeister zu Freiberg.

Neue Folge. Vierter Band.

Mit in den Text eingedruckten Holzschnitten und 34 Tafeln Abbildungen.

Freiberg,
Buchhandlung J. G. Engelhardt.
(Bernhard Thierbach.)
1858.

Inhaltsverzeichniß des vierten Bandes.

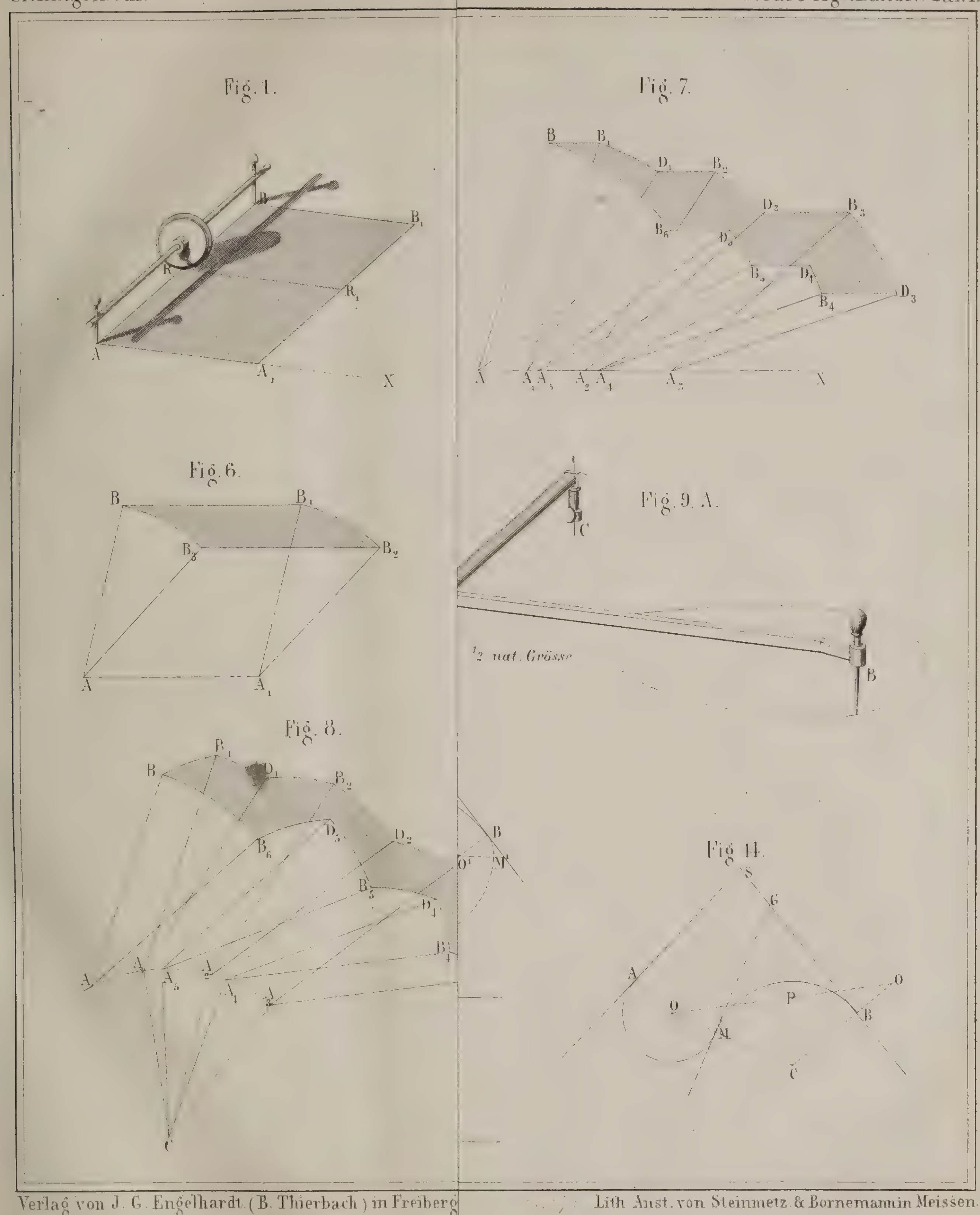
I. Sachregister.

(Die Zahlen zeigen die Seitenzahlen an; m. A. bedeutet mit Abbildung auf den lithographirten Tafeln; m. H. mit eingedruckten Holzschnitten.)

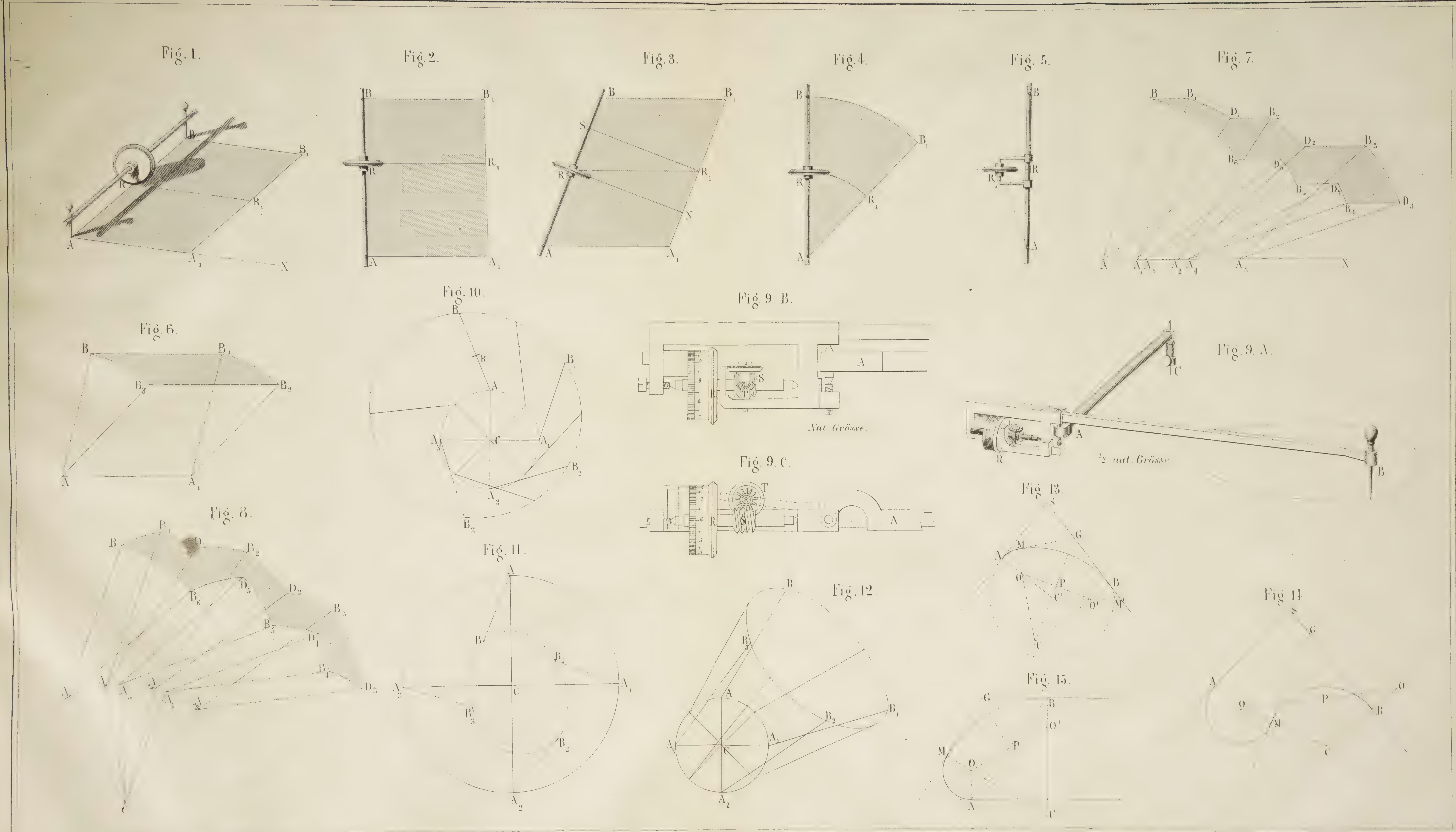
II. Namenregister.

III. Register über die Abbildungen.

Berichtigungen: Seite 7, rechte Spalte, Z. 8 u. 11 v. o. streiche $R + R_1$, und Zeile 12 am Ende füge $R + R_1$ hinzu.
Seite 29, rechte Spalte, Z. 6 v. o. ist die im „Literatur- u. Notizblatt" Nr. 1, S. 16, Briefkasten, angegebene Berichtigung und Ergänzung anzubringen.

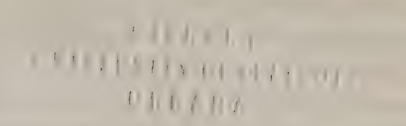


Verlag von J. G. Engelhardt. (B. Thierbach) in Freiberg
Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.

Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Vortrag über das Amsler'sche Planimeter (Polarplanimeter),

gehalten in der Versammlung des Sächsischen Ingenieurvereines, am 7. Juni 1857.

Von

Bergrath, Professor Julius Weisbach.

(Hierzu Tafel 1.)

Man denke sich ein Rädchen R, Tafel 1, Figur 1, dessen Umfang beispielsweise 10 Zoll mißt, und ein Stäbchen AB, welches dem Rädchen als Umdrehungsaxe dient und eine Länge von 20 Zoll haben mag. Bewegt man dieses Stäbchen AB in einer Richtung AX rechtwinkelig gegen seine Axe und drückt man hierbei das Rädchen R sanft auf die Ebene auf, in welcher diese Bewegung erfolgt, so dreht sich das Rädchen in Folge der Reibung auf dieser Ebene um die Axe des Stäbchens und der Weg auf dem Umfange des Rädchens ist gleich dem Wege $RR_1 = AA_1 = BB_1$ auf dem Papiere. Macht z. B. hierbei das Rädchen eine Umdrehung, so ist der Weg des Stäbchens gleich dem ganzen Umfang des Rädchens, = 10 Zoll, dreht sich dagegen das Rädchen $2\frac{1}{2}$ mal um, so ist ist der Weg des Stäbchens in allen seinen Punkten $2\frac{1}{2}$ mal Umfang des Rädchens = 2,5 . 10 = 25 Zoll. Bei der vorausgesetzten Bewegungsweise beschreibt das Stäbchen einen rectangulären Raum AB, Tafel 1, Figur 2, dessen Basis die Länge $AA_1 = BB_1 = RR_1$ des Weges und dessen Höhe die Länge $AB = A_1B_1$ des Stäbchens ist, dessen Inhalt daher gefunden wird, wenn man jene Wegstrecke mit dieser Stablänge multiplicirt. Da der Umfang des Rädchens 10 Zoll und die Länge des Stäbchens 20 Zoll mißt, so wird beim angegebenen Fortschieben des Stäbchens während einer Umdrehung des Rädchens vom ersteren ein rectangulärer Flächenraum von 10 . 20 = 200 Quadratzoll durchlaufen, und ist die Umdrehungszahl eine andere, so beträgt folglich der Inhalt des vom Stäbchen durchlaufenen Raumes = 200 Quadratzoll mal Anzahl der Umdrehungen des Rädchens. Wäre z. B. diese Umdrehungszahl $3\frac{1}{4}$, so würde der entsprechende Inhalt des vom Stäbchen durchlaufenen Rechteckes 200 . 3,25 = 650 Quadratzoll betragen.

Es ist also für dieses Instrument die Zahl 200 ein Coefficient, womit man die beobachtete Umdrehungszahl zu multipliciren hat, um den Inhalt des entsprechenden rectangulären Raumes zu finden.

Bewegt man das Stäbchen AB, Tafel 1, Figur 3, schräg gegen seine Axe auf einer Ebene hin, so läßt sich der durchlaufene Weg $AA_1 = BB_1 = RR_1$ in zwei andere Wege RS und RN zerlegen, wovon der eine (RS) die Richtung des Stäbchens hat, und der andere (RN) rechtwinkelig auf dieser Richtung steht. Es ist leicht zu ermessen, daß die Bewegung des Stäbchens in seiner Axenrichtung keine Umdrehung des Rädchens zur Folge hat, und es läßt sich daher auch folgern, daß bei der schrägen Bewegung des Stäbchens um $AA_1 = BB_1 = RR_1$ die Umdrehung des Rädchens nur der Normale RN folgt, und die Umdrehungszahl des Rädchens nicht den Weg RR_1, sondern die Normale RN angiebt. Wenn also hierbei das Rädchen z. B. $2\frac{3}{4}$ Umdrehungen gemacht hat, so mißt nicht der schräge Weg RR_1, sondern der normale Weg RN, $2\frac{3}{4}$ mal Umfang des Rädchens = 2,75 . 10 = 27,5 Zoll. Nun ist aber der Inhalt des schiefwinkeligen Parallelogrammes AB_1, welches vom Stäbchen AB bei seiner schrägen Bewegung durchlaufen wird, gleich dem Producte aus der Seite oder der Grundlinie AB und aus dem Seitenabstande oder der Höhe RN desselben, folglich ergiebt sich auch dieser Flächenraum ABB_1A_1 dadurch, daß man die Anzahl der Umdrehungen des Rädchens mit dem dem Instrumente eigenthümlichen Coefficient (200) multiplicirt. Bei der zuletzt angegebenen Umdrehungszahl 2,75 wäre z. B. der gesuchte Flächenraum 200 . 2,75 = 550 Quadratzoll.

Dreht man das Stächen AB, Tafel 1, Figur 4, um sein Ende A, so beschreibt der Mittelpunkt R des Rädchens

einen Kreisbogen RR_1, und es ist jedenfalls der Bogen, um welchen sich hierbei das Rädchen um AB gedreht hat, gleich dem Wege oder Bogen RR_1, um welchen der Mittelpunkt C des Rädchens fortgerückt ist. Der Bogen BB_1, welchen das Ende B des Stäbchens gleichzeitig beschrieben hat, verhält sich zum letzteren Wege RR_1 wie die ganze Länge AB des Stäbchens zur Entfernung AR des Rädchens vom festen Ende A. Wäre die ganze Stablänge AB doppelt so groß als der Abstand AR, so würde folglich auch der Bogen AB doppelt so groß sein, als der Weg RR_1 oder der Weg des Rädchens bei der Umdrehung um A, und wäre der Abstand AR drei Mal in AB enthalten, so würde auch der Weg RR_1 drei Mal im Wege BB_1 enthalten und folglich BB_1 drei Mal so groß als RR_1 sein.

Nun ist aber der Inhalt des Sectors ABB_1, welcher von dem Stäbchen AB bei seiner Drehung um A durchlaufen wird, gleich dem Inhalte eines Dreieckes, dessen Grundlinie von dem Bogen BB_1 und Höhe von dem Halbmesser AB gemessen wird, und der letztere Flächenraum wieder das halbe Product aus Grundlinie und Höhe; es ergiebt sich daher der Flächeninhalt des Sectors ABB_1 dadurch, daß man die Hälfte des Bogens BB_1 mit der Stablänge, oder die Hälfte des Bogens RR_1 mit der Länge AB des Stäbchens und mit dem Verhältnisse der Stablänge AB zum Radabstande AR multiplicirt. Wäre z. B. $AR = \frac{1}{2} AB$, so würde der Flächenraum des Sectors ABB_1 vom Producte aus RR_1 und AB unmittelbar gemessen werden, und folglich die Angabe des Rädchens genau dieselbe Bedeutung haben, als wenn das Stäbchen blos fortschreitend fortgeführt worden wäre. Bei der Stablänge AB = 20 Zoll und dem Radumfange = 10 Zoll wäre folglich auch der Inhalt des Sectors ABB_1 = 200 Mal Anzahl der Umdrehungen des Rädchens um seine Axe AB. Hätte z. B. das letztere bei Durchlaufung des Sectors $\frac{7}{10}$ einer Umdrehung gemacht, so würde folglich auch der Inhalt dieses Sectors = 0,7 . 200 = 140 Quadratzoll zu setzen sein.

Ist das Verhältniß $\frac{AB}{AR}$ ein anderes, so fällt natürlich auch $\frac{1}{2}\frac{AB}{AR}$ nicht = 1 aus, und es ist daher dann noch die Multiplication des vom Instrumente unmittelbar angegebenen Productes mit diesem Werthe nöthig, um den Inhalt des Sectors ABB_1 zu erhalten. Wäre z. B. AR fünf Mal in AB enthalten, so würde zu diesem Zwecke jenes Product durch $\frac{5}{2}$ mal zu multipliciren sein. Wenn bei Umdrehung des Stäbchens um A die Anzahl der Umdrehungen des Rädchens $1\frac{3}{4}$ wäre, so würde in diesem Falle der Flächenraum des durchlaufenen Sectors ABB_1, = $\frac{5}{2}$. 1,75 . 200 = 5 . 175 = 875 Quadratzoll messen.

Es ist übrigens nicht nöthig, daß das Rädchen R auf dem Erzeugungsstäbchen AB selbst sitze; ein Rädchen R_1, Tafel 1, Figur 5, bewegt sich genau so wie ein gleiches Rädchen in R, wenn seine Axe parallel mit AB läuft, und sein Normalabstand AR vom Ende A des Stäbchens mit dem Abstande des Rädchens in R zusammenfällt. Wenn also das Rädchen nicht selbst auf AB sitzt, sondern nur rechtwinkelig gegen AB gerichtet ist, so hängt sein Weg nicht von der Entfernung AR_1, sondern vom Abstande AR ab, und es ist folglich die obige Bestimmung des Flächenraumes von einem Parallelogramme und von einem Kreisausschnitt auch in diesem Falle anwendbar. Ebenso kann natürlich auch das Rädchen R_1 außerhalb der Endpunkte A und B mit dem Stäbchen AB verbunden sein.

Schiebt und dreht man das Stäbchen AB rückwärts, so nimmt natürlich das auf demselben sitzende Laufrädchen R eine entgegengesetzte Bewegung an, und es zeigt folglich das Rädchen am Ende der Bewegung nur die Differenz der Wege des Stäbchens an.

Wenn man das Stäbchen AB, Tafel 1, Figur 6, erst nach A_1B_1 schiebt und dann um A dreht, und dadurch in die Lage A_1B_2 bringt, so durchläuft es die aus dem Parallelogramme ABB_1A_1 und dem Sector $A_1B_1B_2$ bestehende Fläche $ABB_1B_2A_1$; wenn man ferner das Stäbchen wieder über AA_1 zurück schiebt und zuletzt durch Drehung um A nach AB zurückbringt, so beschreibt es die aus dem Parallelogramm $AB_2B_2A_1$ und dem Sector AB_3B bestehende Fläche $ABB_3B_2A_1$, und es ist der bei diesen Bewegungen von dem Endpunkte B des Stäbchens umschriebene Flächenraum $BB_1B_2B_3$ die Differenz zwischen den Flächenräumen $ABB_1B_2A_1$ und $ABB_3B_2A_1$, welche von dem Rädchen angegeben werden. Nun sind aber die Sectoren ABB_3 und $A_1B_1B_2$ einander gleich, folglich beschreibt auch das Stäbchen AB beim Durchlaufen des einen genau den entgegengesetzten Weg, wie beim Durchlaufen des anderen Sectors; es ist daher auch die Fläche $BB_1B_2B_3$ nicht allein gleich der einfachen Differenz der Parallelogramme ABB_1A_1 und $AB_3B_2A_1$, sondern auch diejenige Größe, welche von dem Laufrädchen mittelbar, d. i. durch Multiplication seiner Umdrehungszahl mit einem bestimmten Coefficienten (200) gefunden wird. Wenn also das Stäbchen so bewegt wird, daß sein Ende B den Umfang der von zwei gleichen Kreisbögen und zwei geraden Parallellinien begrenzten Fläche $BB_1B_2B_3$ durchläuft, so ist der Inhalt dieser Fläche = 200 Mal Anzahl der Umdrehungen des Rädchens. Wäre z. B. die letztere Zahl = 1,35, so würde dieser Inhalt = 200 . 1,35 = 270 Quadratzoll betragen.

Reiht man einen Inbegriff von Parallelogrammen, wie P_1, P_2, P_3 ..., Tafel 1, Figur 7, und Sectoren S_1, S_2, S_3 u. s. w. an einander an, so erhält man dadurch einen von geraden Linien und Kreisbögen begrenzten polygonalen

Flächenraum $BB_1D_1B_2 \ldots D_5B_6B$, dessen Inhalt ebenfalls durch die letzte Angabe des Rädchens R bestimmt wird, wenn man das Stäbchen mit demselben so bewegt, daß das eine Ende (A) desselben auf einer geraden Linie AX hin und zurück geht, und das andere Ende (B) nach und nach die Seiten BB_1, B_1D_1, D_1B_2, B_2D_2 u. s. w. dieses Polygons durchläuft, da auch hierbei das Stäbchen so weit rück- als vorwärts gedreht wird, folglich die Sectoren $A_1B_1D_1$, $A_2B_2D_2$ u. s. w. einander aufheben, und die umschriebene Fläche als ein Aggregat von Parallelogrammen ABB_1A_1, $A_1D_1B_2A_2$ u. s. w. zurückbleibt.

Dieses Polygon geht in eine krummlinige Figur über, wenn die Seiten unendlich klein sind, und es ist daher leicht einzusehen, daß auch der Inhalt dieser Figur von der Umdrehungszahl des Laufrädchens gemessen wird, wenn man den Umfang dieser Figur mit dem Ende B des Stäbchens umschreibt, während man das andere Ende A desselben auf einer geraden Linie hin- und zurücklaufen läßt.

Es ist übrigens nicht nöthig, daß sich der Endpunkt A des Stäbchens AB in einer geraden Linie hin- und zurückbewege; diese Linie kann auch in jeder beliebigen Curve bestehen, da sich dieselbe in unendlich viele, unendlich kleine gerade Linien zerlegen läßt, welche sich als die Grundlinien von unendlich vielen Parallelogrammen ansehen lassen, deren Aggregat die umschriebene Figur ausmacht. Da sich eine Drehung im Kreise sicherer ausführen läßt, als eine Verschiebung in der geraden Linie, so ersetzt man in der Praxis die gerade Basis AX' durch einen Kreisbogen, indem man das Stäbchen AB mit einem Arme CA, Taf. 1, Fig. 8, ausrüstet, welcher sich um einen festen Punkt C dreht und daher dem Endpunkt A nur eine Bewegung im Kreise gestattet.

Auf den im Vorstehenden abgehandelten Principien beruht der Gebrauch des Amsler'schen Planimeters, wovon Tafel 1, Fig. 9 A, eine monodimetrische Abbildung, Fig. 9 B eine Seitenansicht und Fig. 9 C eine untere Ansicht darstellt. Es ist hier C ein Stift, womit der Arm CA auf den ebenen Tisch oder auf die Ebene des Papieres befestigt wird, so wie B ein anderer Stift, womit der Umfang der Figur umschrieben wird, und R das Laufrädchen, welches auf der Papierebene fortrollt und mit einer Eintheilung versehen ist, wodurch der Inhalt der von B umschriebenen Figur unmittelbar angegeben wird. Das Laufrädchen setzt noch durch eine Schraube S ohne Ende ein anderes Rädchen T so in Bewegung, daß das letztere eine Umdrehung macht, während das erstere zehn Mal umläuft. Es dient folglich die Eintheilung des zweiten Rades zur Angabe der ganzen Umdrehungen des Laufrädchens, während die Eintheilung auf dem ersteren die Theile der Umdrehungen angiebt. Die Länge AB des Stäbchens ist bei dem in meinen Händen befindlichen Exemplar ungefähr 16,4 Centimeter und der Umfang des Rädchens R, 6,1 Centimeter, daher der einer Umdrehung des Rädchens entsprechende Flächenraum 16,4 . 6,1 = 100 Quadratcentimeter und der Coefficient, womit man die Anzahl der Umdrehungen des Laufrädchens multipliciren muß, um den Inhalt der gleichzeitig umschriebenen Figur zu finden, = 100. Wäre nun z. B. die Anzahl dieser Umdrehungen = 6,15, so würde der entsprechende Inhalt der Figur = 6,15 . 100 = 615 Quadratcentimeter messen.

Der Umfang des Rädchens ist in 100 gleiche Theile getheilt, folglich zeigt jeder Theil desselben ein Quadratcentimeter an. Da man noch Zehntel dieser Eintheilung schätzen kann, so ist es natürlich auch möglich, mit diesem Instrumente den Inhalt der Figur auf Zehntelquadratcentimeter genau zu bestimmen.

Die Anwendung der im Obigen entwickelten einfachen Regel zur Bestimmung des Flächenraumes mittelst des Amsler'schen Planimeters setzt natürlich voraus, daß bei Umschreibung der Figur, deren Inhalt das Instrument angeben soll, der Endpunkt A des Stäbchens AB einen und denselben Kreisbogen hin und zurück durchlaufe. Wenn hingegen, wie es z. B. bei großen Flächenräumen vorkommen kann, dieser Punkt ganz im Kreise herumläuft und auf diese Weise zum Anfangspunkte zurückkehrt, so erfordert das durch die angegebene Regel gefundene Resultat noch eine Ergänzung, welche in der einfachen Hinzufügung einer Constanten besteht. Bei unserem Instrumente ist dieselbe 18,82 Quadratcentimeter.

Die Bestimmung dieser Constante ist einfach auf folgende Weise zu ermitteln:

Der Inhalt der Figur $BB_1B_2B_3$, Tafel 1, Figur 10, dessen Umfang von dem Stifte B des Instrumentes durchlaufen wird, während der Punkt A desselben einen Kreis $AA_1A_2A_3$ vom Halbmesser $CA = a$ beschreibt, besteht aus der Fläche πa^2 dieses Kreises, und aus der Fläche, welche die Linie $AB = b$ beschreibt. Die letztere Fläche ist aber $= b s_1 + \frac{1}{2} b \cdot \frac{AB}{AR} s_2$, wenn s_1 den Umdrehungsweg des Rädchens R in Folge des Fortschreitens, so wie s_2 den in Folge des Drehens um das Ende A bezeichnet. Nun dreht sich aber bei dieser Raumbeschreibung das Lineal AB gerade ein Mal im Kreise herum, daher ist der Weg $s_2 = 2\pi c$, wenn c den Abstand AR des Rädchens von A bezeichnet und es folgt

$$\frac{1}{2} b \cdot \frac{AB}{AR} s_2 = \frac{1}{2} b \cdot \frac{b}{c} \cdot 2\pi c = \pi b^2 .$$

Bezeichnet nun s den ganzen Umdrehungsweg $s_1 + s_2$ des Rädchens, welchen das Instrument am Ende der Raumbeschreibung anzeigt, so ist auch $s_1 = s - s_2 = s - 2\pi c$, und daher die gesuchte Fläche, welche von $BB_1B_2B_3$ umgrenzt wird,

$$F = \pi a^2 + b s_1 + \frac{1}{2} b \cdot \frac{b}{c} s_2$$
$$= \pi a^2 + b (s - 2\pi c) + \pi b^2$$
$$= \pi (a^2 + b^2 - 2bc) + bs,$$

also die gesuchte Constante $= \pi (a^2 + b^2 - 2bc)$, d. i. = Kreisfläche πa^2 + Kreisfläche πb^2 — doppelte elliptische Fläche πbc. Wäre das Rädchen in der Mitte von AB, also $c = \frac{1}{2} b$, so würde $2bc = b^2$ und folglich die Constante einfach die Kreisfläche πa^2 sein.

Wenn, wie Tafel 1, Figur 11 die Fläche $BB_1B_2B_3$ vom Kreise $AA_1A_2A_3$ umschlossen wird und nicht, wie oben in Figur 10, denselben umschließt, so sind b und c negativ, es ist daher der Inhalt dieser Fläche

$$F = \pi (a^2 + b^2 - 2bc) - bs,$$

und man hat folglich hier die Angabe bs des Instrumentes von der Constante abzuziehen, wogegen man sie im ersten Falle zu ihr hinzu addiren muß, um den Inhalt der umschriebenen Fläche zu erhalten.

Beschreibt endlich A zwar einen vollständigen Kreis $AA_1A_2A_3$, Taf. 1, Fig. 12, liegt aber die Fläche $BB_1B_2B_3$ außerhalb dieses Kreises, sodaß sich die erzeugende Linie AB anfangs nach der einen und nachher ebensoviel nach der anderen Seite neigt, so ist wieder $s_2 = 0$, und daher der Flächenraum $BB_1B_2B_3$:

$$F = \pi a^2 + bs,$$

und es besteht also dann die Constante nur in der Kreisfläche πa^2. Die letzte Bewegungsweise setzt voraus, daß $b > 2a$, also $a < \frac{1}{2} b$ sei. Wenn also wie bei unserem Instrumente $a > \frac{1}{2} b$ ist, so kommt dieser Fall gar nicht vor.

Dieses Instrument zeichnet sich vor allen anderen Planimetern durch seine Einfachheit und Wohlfeilheit vortheilhaft aus. Der Herr Mechaniker Goldschmied in Zürich liefert ein Exemplar für 50 Francs. Wenn es auch vielleicht nicht die Schärfe gewährt wie andere kostbare Planimeter, wie z. B. das von Hansen, so sind jedoch seine Angaben für viele praktische Zwecke vollkommen genau genug. Man kann sich hiervon überzeugen, wenn man mit demselben einfache Figuren, wie Kreise, gleichseitige Dreiecke u. s. w., deren Inhalte auch leicht durch Rechnung bestimmt werden können, mehrmals und bei verschiedenen Stellungen des Drehungspunktes C umschreibt. Das Nähere hierüber ist in der Schrift vom Erfinder, Herrn Jacob Amsler, „über die mechanische Bestimmung des Flächeninhaltes, der statischen und Trägheitsmomente ebener Figuren, insbesondere über einen neuen Planimeter, Schaffhausen 1856", nachzulesen.

Auch habe ich in der dritten Auflage meiner „Ingenieur- und Maschinenmechanik" dieses Planimeter, welches man auch das Polarplanimeter nennt, weil man es bei seinem Gebrauche um einen festen Punkt oder Pol dreht, abgehandelt.

Das Zahnexcentrik, ein neuer Bewegungsmechanismus.

Von

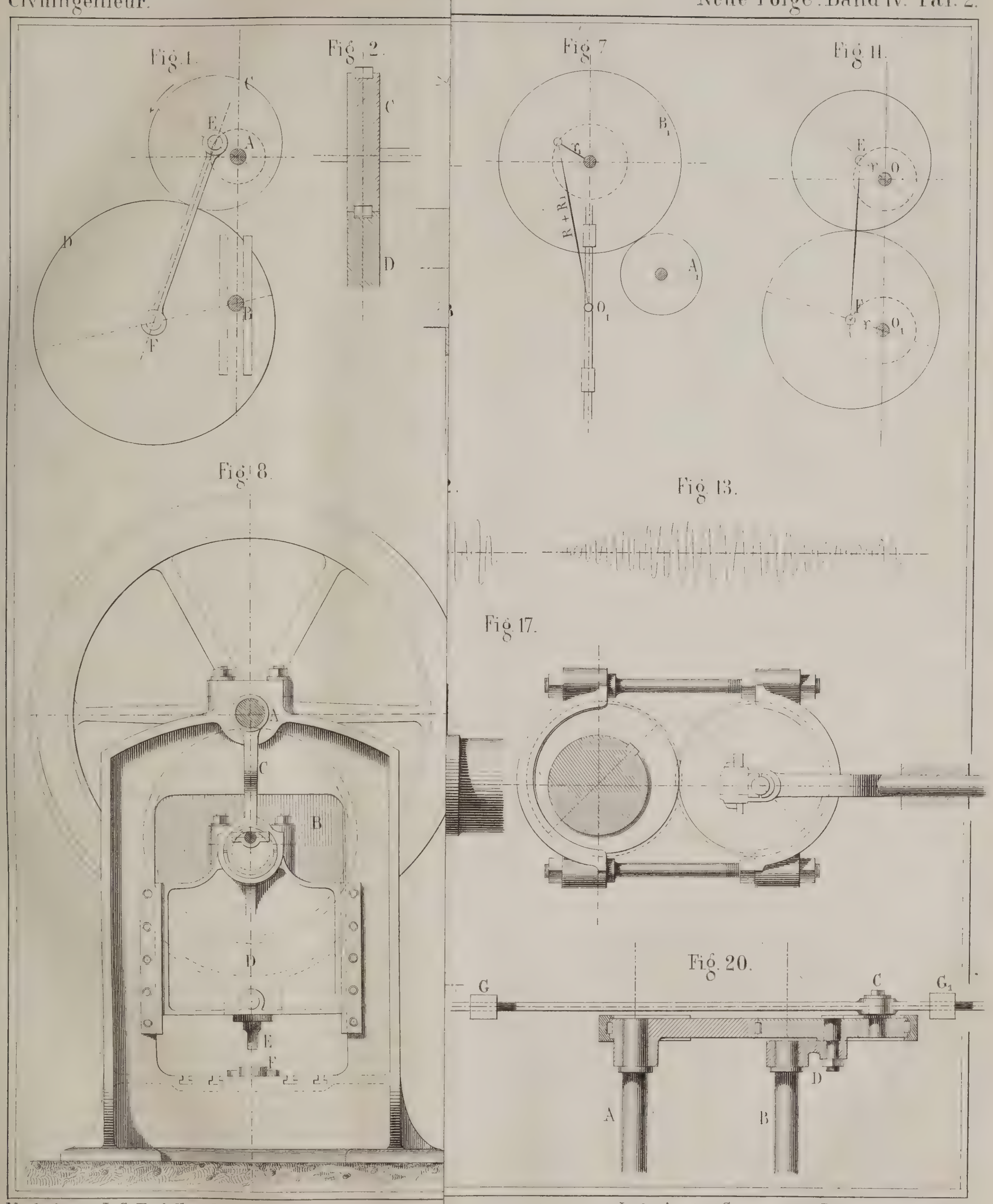
F. Reuleaux,

Professor der Maschinenbaukunde am eidgenössischen Polytechnikum zu Zürich.

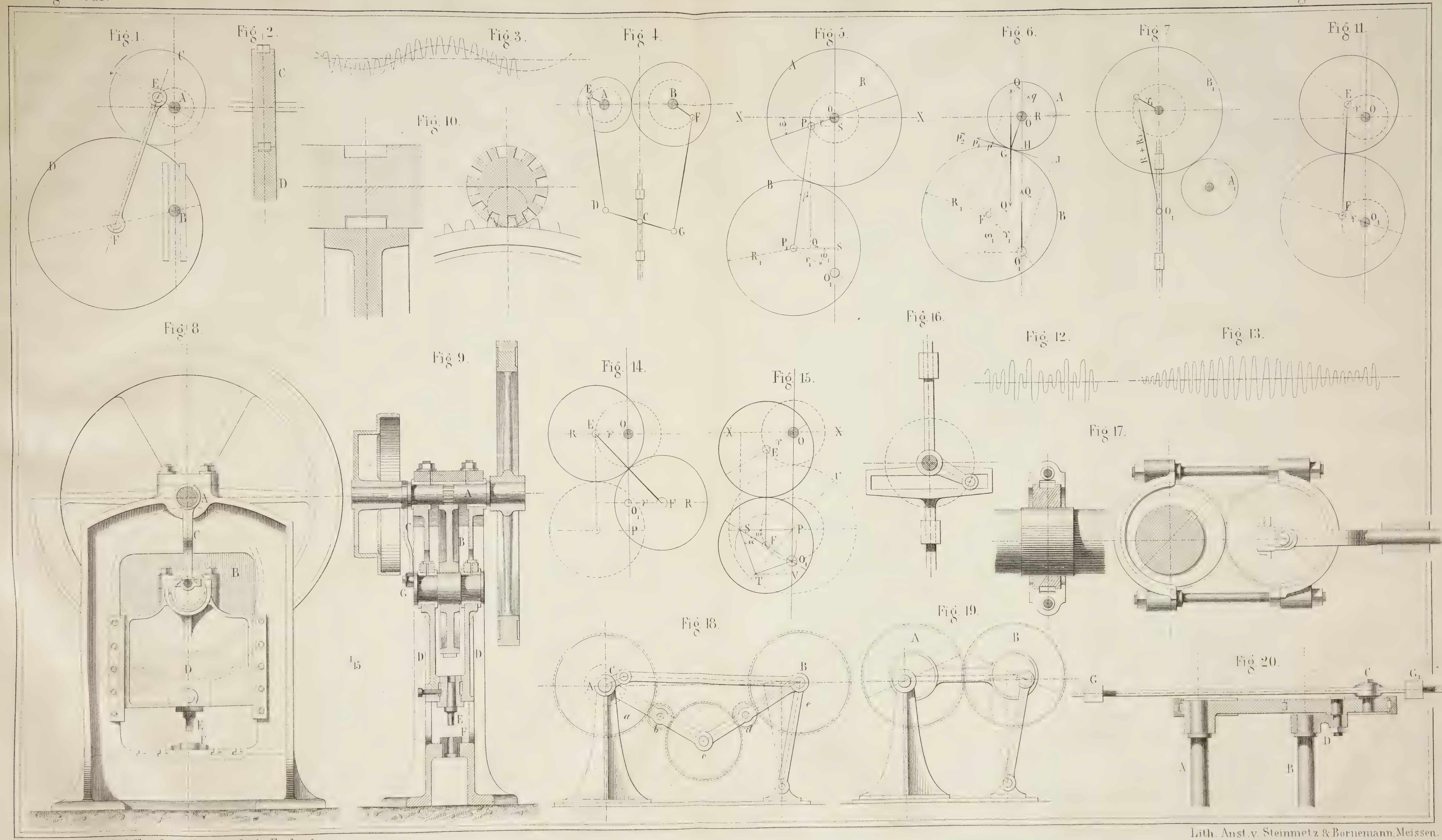
(Hierzu Tafel 2.)

Mit dem Namen Zahn-Excentrik habe ich einen mir wesentlich neu scheinenden Mechanismus belegt, welchen ich durch eine gewisse Zusammensetzung von Zahnrädern erhielt, und welcher so vieler praktischer Verwendungen fähig ist, daß seine Veröffentlichung nützlich sein möchte. Es folgt deshalb hier die Darlegung der Grundidee, der Theorie und einiger der wichtigsten praktischen Anwendungen des neuen Mechanismus.

1. Der allgemeine Fall. Giebt man zwei runden, cylindrischen, sich außen berührenden Scheiben von beliebiger Größe excentrische Axen, wovon man die eine nur drehbar, die andere aber außerdem noch in einer geraden oder gekrümmten Bahn verschiebbar anbringt, so wird sich bei der Drehung der ersten Scheibe die Axe der zweiten verschieben, vorausgesetzt, daß die Umfänge der Scheibe nicht aufeinander gleiten, und zwar wird die Bewegung der Axe eine hin- und hergehende sein, wenn dafür gesorgt wird, daß die Scheibenumfänge nicht außer Berührung kommen. Das Gesetz dieser Hin- und Herbewegung wird sich nach der Größe der Scheiben und Excentricitäten und nach einigen anderen Verhältnissen richten, läßt sich aber eben dadurch, wie man auf den ersten Blick sieht, auf sehr mannichfache Weise gestalten. Die praktische Verwirklichung dieses Mechanismus ist das Zahnexcentrik.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

A, Figur 1, ist die unverschiebbar gelagerte Axe der Scheibe C, welche auf A excentrisch befestigt ist, B die Axe der zweiten Scheibe D, hier in einer geraden, durch den Mittelpunkt von A gehenden Bahn verschiebbar. Damit die Umfänge der Scheiben nicht aufeinander gleiten können, sind die letzteren als Stirnräder hergestellt; jedoch unterscheiden sie sich von den gewöhnlichen Zahnrädern dadurch, daß sie seitlich mit abgedrehten Rändern vom Durchmesser ihrer Theilkreise versehen sind, siehe Figur 2. Diese Ränder rollen beim Eingreifen der Räder aufeinander, sodaß die letzteren im Stande sind auch radial gerichtete Pressungen aufeinander auszuüben. Es ist nun noch erforderlich, eine Vorrichtung anzubringen, vermöge deren die Scheibenränder immer in gegenseitiger Berührung erhalten werden. Hierzu könnte man ein die Axe B gegen A treibendes Gegengewicht oder auch eine Feder anwenden, wie man es nicht selten bei Kniehebelpressen oder Kurbelpressen (z. B. bei der Borsig'schen Stanzmaschine) findet. Allein die Sache läßt sich hier in der Regel weit einfacher machen. Da nämlich die Punkte E und F als Mittelpunkte der Räder stets dieselbe Entfernung einhalten müssen, so braucht man den Rädern nur außer den excentrischen Zapfen auch noch centrische zu geben und diese durch eine Zugstange zu verbinden, wie es in Figur 1 angedeutet ist.

Das Ganze läßt sich, wie man noch weiter unten sehen wird, sehr leicht constructiv ausführen, und die Vorrichtung wird dann beim Drehen des Rades C das folgende Spiel haben. Treibt man das Rad C, welches zur Unterscheidung von dem verschiebbaren oder Schubrade D das feste Rad heißen möge, in der Richtung des beigezeichneten Pfeiles um, so wird D in der entgegengesetzten Richtung in Drehung versetzt, und dadurch B nach unten geschoben. Wird dabei dem Punkte B ein (überwindbarer) Widerstand entgegengesetzt, so ruft derselbe einestheils einen Druck der Scheibenränder aufeinander hervor, und zugleich, wenn die hierbei auf den Rändern entstehende Reibung nicht zum Mitnehmen genügt, auch noch einen Druck zwischen den Radzähnen. Durch diese Pressungen gemeinschaftlich wird die treibende Kraft nach B verpflanzt. Ist B am Ende seines Schubes angelangt, so wird es durch den Zug der Stange EF und die umtreibende Kraft der Radzähne wieder in die Höhe bewegt, um nach Durchlaufung eines gewissen Weges wieder nach unten getrieben zu werden. Wie die hierbei auftretenden Bewegungs-Erscheinungen und Kräfte benutzt werden können, werden wir am Besten später an einzelnen Fällen sehen. Zunächst wollen wir jetzt das Gesetz der Bewegung des Punktes B kennen zu lernen suchen.

Um zu einer allgemeinen Anschauung über dasselbe zu gelangen, werde vorerst das Rad D lose auf seiner centrischen Axe F, und zugleich diese nur in einer zu AB parallelen Richtung verschiebbar gedacht, alsdann wird D beim Drehen des Rades C die Stelle einer Reibungsrolle vertreten, und BF in ganz ähnlicher Weise auf- und niedergeschoben werden, als ob die Bewegung durch eine Kurbel vom Halbmesser AE erzeugt würde. D ist aber in der That fest auf F, und mit diesem nur drehbar um B; in Folge dessen wird der Punkt B bei jeder ganzen Umdrehung des Rades D auch noch eine ganze Hin- und Herbewegung machen, welche einer solchen sehr ähnlich sein muß, die ihm eine Kurbel vom Halbmesser BF ertheilen würde. Es wird also die Bewegung von B aus zwei schwingenden Bewegungen zusammengesetzt sein, von denen die eine, durch AE erzeugte, ihren Schwingungsmittelpunkt fortwährend nach dem Gesetz einer zweiten, durch BF erzeugten Schwingung ändert. Eine solche Bewegung läßt sich etwa durch das Diagramm in Figur 3 versinnlichen.

Einen Bewegungsmechanismus von ähnlicher Wirkung besitzt man aber bereits, und zwar in dem in Figur 4 angedeuteten, welchen Redtenbacher in seinem Werke über die Bewegungsmechanismen den „Interferenzmechanismus" nennt (da das Bewegungsgesetz des Punktes C, Figur 4, mit dem der Interferenz-Erscheinungen sehr nahe übereinstimmt) und den man auch wohl nach seinem Erfinder mit dem Namen „Römer'sche Räder" bezeichnet. Hier verschieben zwei durch Zahnräder gekuppelte Kurbeln AE und BF mittelst Schubstangen und des Gelenkes DCG den Punkt C, und ertheilen diesem, ganz ähnlich wie oben besprochen wurde, gleichzeitig zwei schwingende Bewegungen. Diese Uebereinstimmung oder Aehnlichkeit der Wirkungsweise zwischen den beiden Mechanismen ist sehr interessant und verdient namentlich darum bemerkt zu werden, weil das Zahnercentrik weit mehr zur Construction geeignet ist, als die Römer'schen Räder, und man daher mittelst desselben die Interferenz-Bewegung weit häufiger wird anwenden können, als bisher.

Der mathematische Ausdruck für das Bewegungsgesetz der losen Axe des Zahnercentriks ermittelt sich nun wie folgt. Es seien A und B, Figur 5, die beiden Räder, O und O_1 ihre excentrischen, P und P_1 ihre centrischen Axen, und es werde die Bewegung von O_1 unter der Einschränkung gesucht, daß die Schubrichtung eine gerade, durch die feste Axe O gehende Linie sei. Die durch OP und O_1P_1 gehenden Durchmesser der beiden Räder mögen deren Hauptdurchmesser heißen, und es werde angenommen, daß sich der Hauptdurchmesser von A beim Beginn der Bewegung in der zu OO_1 lothrechten XX befunden habe, und aus dieser Stellung um den Winkel $XOP = \omega$ verdreht worden sei. Es fragt sich nun um den Einfluß einer solchen Verdrehung auf den Abstand OO_1. Fällt man noch aus P auf OO_1 das Loth PS und aus P_1 das Loth P_1S_1, so hat man zunächst:

$$OO_1 = OS + O_1S_1 + SS_1 .$$

Hierin ist $OS = OP \sin\omega$, und wenn man $\angle O_1 P_1 S_1$ mit ω_1 bezeichnet, $O_1 S_1 = O_1 P_1 \sin\omega_1$. Zieht man nun PQ parallel OO_1 und nennt den Winkel, den QP mit PP_1 einschließt, β, so hat man $SS_1 = PP_1 \cos\beta$. Nun sei der Halbmesser von $A = R$, der von $B = R_1$, ferner die Excentricität $OP = r$ und $O_1 P_1 = r_1$, so hat man $PP_1 = R + R_1$ und

$$OO_1 = r \sin\omega + r_1 \sin\omega_1 + (R + R_1) \cos\beta.$$

Um den Zusammenhang zwischen ω_1 und ω zu finden, ermitteln wir, um wieviel die beiden Hauptdurchmesser durch die Verdrehung ω aus bestimmten Lagen gekommen sind, und zwar mögen deshalb die Punkte P und P_1 für einen Augenblick als feste Drehpunkte angesehen werden. Es werde nun von denjenigen Stellungen der Hauptdurchmesser ausgegangen, in welchen diese lothrecht zu OO_1 stehen, so ist das Rad A aus dieser Lage um den Winkel $OPS = \omega$ und B um den Winkel $O_1 P_1 S_1 = \omega_1$ verdreht. Im Allgemeinen muß aber vorausgesetzt werden, daß nicht beide Hauptdurchmesser zugleich lothrecht zu OO_1 stehen, vielmehr nehmen wir an, daß $O_1 P_1$ bei $\omega = 0$ schon um einen gewissen Voreilwinkel δ aus jener lothrechten Lage herausgedreht gewesen sei. Alsdann haben wir wegen des Aufeinanderrollens der Umfänge $\omega_1 = \frac{R}{R_1}\omega + \delta$, und somit, wenn man noch OO_1 mit x bezeichnet:

$$x = r \sin\omega + r_1 \sin\left(\delta + \frac{R}{R_1}\omega\right) + (R + R_1)\cos\beta. \quad (1)$$

Hierin sind alle Größen außer den Winkeln ω und β constant, β aber von ω abhängig, und zwar hat man

$$\frac{QP_1}{PP_1} = \sin\beta, \text{ oder}$$

$$\sin\beta = \frac{r_1 \cos\omega_1 - r\cos\omega}{R + R_1},$$

woraus unter Einführung des oben ermittelten Werthes für ω_1 und kleiner Umformung:

$$\sin\beta = \frac{r_1}{R + R_1}\left[\cos\left(\delta + \frac{R}{R_1}\omega\right) - \frac{r}{r_1}\cos\omega\right] \quad (2)$$

Diese Formeln gehen für die besonderen Fälle des Zahnercentriks in einfachere Ausdrücke über, bei welchen auch manchmal Vernachlässigungen angebracht werden können. Für kleine β kann man $\cos\beta = 1$ setzen; zieht man alsdann den constanten Summanden $R + R_1$ von x ab, so hat man in den zwei Gliedern der Formel (1) die beiden Schwingungsgesetze, nach denen sich der Punkt O_1 (oder B in Figur 1) bewegt, und von denen das eine durch die Mittellinie des Diagramms in Figur 3, das andere durch die wellenförmige Linie versinnlicht wird. — Mehr als in dieser allgemeinen Form ist das Zahnercentrik in seinen besonderen Fällen anwendbar, und gehen wir jetzt zu denselben über.

2. Das feste Rad sei centrisch auf seiner Axe befestigt, Figur 6. Macht man bei dem festen Rade die Excentricität $r = 0$, so verändert sich die Wirkungsweise des Zahnercentriks wesentlich. Zunächst wird damit zugleich der Voreilwinkel $\delta = 0$, indem man nun die anfängliche Stellung des Hauptdurchmessers von B stets so wählen kann, daß derselbe lothrecht auf der Schubrichtung steht. Es geht deshalb für den vorliegenden Fall Formel (1) über in:

$$x = r_1 \sin\left(\frac{R}{R_1}\omega\right) + (R + R_1)\cos\beta \quad (3)$$

und Formel (2) in:

$$\sin\beta = \frac{r_1}{R + R_1}\cos\left(\frac{R}{R_1}\omega\right) \quad (4)$$

Das durch diese Gleichungen ausgedrückte Bewegungsgesetz ist einfach, wenigstens ist es, wie sich sogleich zeigen wird, ein alter Bekannter. Bedenkt man nämlich, daß $\frac{R}{R_1}\omega =$ dem Winkel ω_1 ist, um welchen der Hauptdurchmesser von B, Figur 6, aus seiner mittleren Lage gedreht worden ist, sodaß also auch:

$$x = r_1 \sin\omega_1 + (R + R_1)\cos\beta,$$

so sieht man, daß dies ganz derselbe Werth ist, welcher einem gewöhnlichen Kurbelmechanismus von der Kurbellänge r_1 und der Schubstangenlänge $R + R_1$ (s. Figur 7) entspricht. Verhalten sich die Räder A_1 und B_1 in Figur 7 wie A und B in Figur 6, so leisten beide Mechanismen in Bezug auf die Bewegung des Punktes O_1 genau dasselbe. Es ergiebt sich hieraus sogleich eine ganze Reihe von Anwendungen des Zahnercentriks, und zwar werden diese in constructiver Beziehung darum sehr brauchbar sein, weil bei ihnen die Kurbelbewegung und die Uebersetzung aus dem Langsamen ins Schnelle oder umgekehrt von einem und demselben Mechanismus hervorgebracht werden.

Macht man A größer als B, welch letzteres Rad in der Regel das getriebene sein wird, so entstehen bei einer Umdrehung des treibenden Rades mehrere $\left(\frac{R}{R_1}\text{ mal soviel}\right)$ Hin- und Herbewegungen der losen Axe. Doch möchten in dieser Form Zahnercentrik und Kurbelmechanismus weniger vorkommen, als in der Anordnung, daß das treibende Rad kleiner ist, als das getriebene. Der Kurbelmechanismus findet in dieser Weise für Pressen mancherlei Art, als für Lochmaschinen, Nuthstoßmaschinen, kleine Hobelmaschinen, Eisenscheeren u. s. w., vielfache Anwendung. Bei allen diesen Maschinen wird er aber durch das Zahnercentrik meist mit großem Vortheil ersetzt werden können, und zwar aus folgenden Gründen:

1. fällt beim Zahnercentrik die immer sehr kostspielige Kurbel oder Wellenkröpfung weg, indem die Axe in O_1 ein ganz einfaches Stück wird;

2. ist auch die Schubstange beseitigt, indem beim Zahnercentrik nur eine ganz leichte Zugstange anzubringen ist;

3. können in Folge der an den Radumfängen entstehenden Reibung die Radzähne weit schwächer gemacht werden, als beim Kurbelmechanismus, und werden deshalb die Räder kleiner, als dort;

4. ist die Anlage und constructive Ausführung des Maschinengestelles beim Zahnexcentrik weit leichter zu machen, als bei der anderen Anordnung.

Der dritte Punkt verdient noch eine besondere Untersuchung. Um den größten Druck zu finden, welcher für die Ueberwindung eines Widerstandes Q bei O_1, Figur 6, auf die Radzähne kommt, verlege man Q in den Berührungspunkt G der Theilkreise, so erhält man in G eine zu $O O_1$ parallel gerichtetete Kraft Q, und außerdem ein Kräftepaar Q, Q, dessen Arm gleich dem Abstand GH ist. Q zerlegt sich in eine tangentiale Kraft p und eine Kraft q, welche durch O geht und vom Zapfenlager daselbst aufgenommen wird. Um die Wirkung des Kräftepaares auf die Zähne zu finden, werde es durch eine tangential angreifende Kraft p_1 von noch zu bestimmender Größe, die an dem senkrecht auf GI stehenden Arm $O_1 I$ angreift, ersetzt, dieselbe wirkt in einerlei Richtung mit p. Zu der theoretischen Umfangskraft $p + p_1$ gesellt sich nun noch die Kraft zur Ueberwindung des Reibungswiderstandes an dem Zapfen O_1; ist dieselbe $= p_2$, so hat man (unter Vernachläßigung der übrigen, unbedeutenden Reibungswiderstände) die ganze Umfangskraft P_1:

$$P_1 = p + p_1 + p_2 .$$

Einen ganz ähnlichen Ausdruck erhält man beim Kurbelmechanismus, Fig. 7, für den auf die Radzähne kommenden Druck. Die Zahnkraft P beim Zahnexcentrik erhält aber einen kleineren Werth, indem die Seitenkraft q in G noch eine Reibung erzeugt, vermöge deren die Radumfänge einander herumführen. Diese Reibung ist $= qf$, wenn man unter f den betreffenden Reibungscoefficienten versteht, und man hat somit die Zahnkraft P:

$$P = p + p_1 + p_2 - qf.$$

Nun ist

$$p = Q . \sin O_1 O F = Q \sin \beta ;$$

$$p_1 = Q \frac{GH}{O_1 I} = \frac{R \sin \beta}{a} Q ,$$

wenn man einstweilen $O_1 I = a$ setzt; ferner ist, wenn der Zapfen bei O_1 den Durchmesser d_1 hat, und der Coefficient der Zapfenreibung $= f_1$ ist, die Kraft

$$p_2 = \frac{d_1}{2 R_1} f_1 Q, \text{ und endlich}$$

$$q = Q \cos \beta .$$

Man hat daher:

$$P = Q \left\{ \sin \beta + \frac{R}{a} \sin \beta + \frac{d_1}{2 R_1} f_1 - f \cos \beta \right\} .$$

Werden die Radränder stets trocken gehalten, so wird der Coefficient f größer als f_1 sein. Es ist aber anzunehmen, und wird, wie sich weiter unten zeigen wird, manchmal nothwendig, daß die Ränder auch eingeölt werden, und wollen wir deshalb f nicht größer als f_1 annehmen. Dann erhält man also:

$$P = Q \left\{ \sin \beta \left(\frac{R + a}{a} \right) - f_1 \left(\cos \beta - \frac{d_1}{2 R_1} \right) \right\} . \qquad (5)$$

Hierin ist a noch zu bestimmen. Man hat aber

$$a = O O_1 \cos \beta - O G = x \cos \beta - R, \text{ oder}$$

$$a = \frac{r_1}{R + R_1} \sin \omega_1 \cos \beta + (R + R_1) \cos^2 \beta - R .$$

Hierin für $\sin \omega_1$ dessen aus (4) zu ermittelnden Werth eingesetzt, giebt:

$$a = \frac{r_1}{R + R_1} \sqrt{1 - \left(\frac{R + R_1}{r_1} \right)^2 \sin^2 \beta} \; \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

$$+ (R + R_1) \cos^2 \beta - R = \sqrt{\left(\frac{r_1}{R + R_1} \right)^2 - \sin^2 \beta} \times$$

$$\sqrt{1 - \sin^2 \beta} + (R + R_1)(1 - \sin^2 \beta) - R . \qquad (6)$$

Der Ausdruck für P ist, da er von β abhängt, veränderlich; sein Maximalwerth wird mithin derjenige sein, nach welchem die Zahnabmessungen bestimmt werden müssen. Es muß also das Maximum von P aufgesucht werden. Durch eine Untersuchung, auf welche einzugehen zu weitläufig sein würde, läßt sich aber nachweisen, daß P dann sehr nahe in seinem Maximum ist, wenn $\sin \beta$ seinen größten Werth hat, welcher $= \frac{r_1}{R + R_1}$ ist. Setzt man dies in (6) ein, so wird:

$$a = (R + R_1) \left[1 - \left(\frac{r_1}{R + R_1} \right)^2 \right] - R ,$$

oder bei Vernachläßigung des im vorliegenden Falle stets sehr kleinen Bruches $\left(\frac{r_1}{R + R_1} \right)^2$, $a = R_1$, worauf dann aus (5) als Maximalwerth von P einfach folgt:

$$P_{max} = Q \left\{ \frac{r_1}{R_1} - f_1 \left(1 - \frac{d_1}{2 R_1} \right) \right\} . \qquad (7)$$

Dieser Werth fällt bei den für die obigen Maschinen passenden Werthen meistens sehr gering aus. Er wird in jedem Falle kleiner als $\frac{r_1}{R_1} Q$, welcher Werth dem Kurbelmechanismus (Figur 7) entsprechen würde, da hiervon immer ein Abzug $f_1 \left(1 - \frac{d_1}{2 R_1} \right)$ gemacht wird. Wäre z. B. beim Zahnexcentrik und beim Kurbelmechanismus $\frac{r_1}{R_1} = \frac{1}{6}$, so hätte man für den letzteren $P_{max} = \frac{Q}{6} = 0{,}166\, Q$; für das Zahnexcentrik dagegen bei $f_1 = \frac{1}{10}$ und $\frac{d_1}{2 R_1}$ beispielsweise $= \frac{1}{8}$,

$$P_{max} = \left(\frac{1}{6} - \frac{7}{80} \right) Q = 0{,}166 - 0{,}0875)\, Q = 0{,}0785\, Q,$$

was weniger als die Hälfte des anderen Werthes ist. P_{max} kann sogar gleich Null oder gar negativ ausfallen, was alsdann anzeigt, daß die Reibung der Radränder allein hinreicht, die aufzuwendende Umfangskraft zu übertragen. Man erhält diesen Fall, wenn:

$$\frac{r_1}{R_1} \leqq f_1 \left(1 - \frac{d_1}{2 R_1}\right) \qquad (8)$$

ist, oder, da $\frac{d_1}{2 R_1}$ bei einigermaßen starker Uebersetzung stets klein ausfällt, wenn das Verhältniß $\frac{r_1}{R_1}$ etwas kleiner ist, als der Coefficient der Reibung der Radränder. Bei dem kleinen Reibungscoefficienten $f_1 = \frac{1}{10}$ würde also $\frac{r_1}{R_1} = \frac{1}{11}$ genügen, um die Zahnkraft Null zu machen. Bei trockenen Radrändern würde $f_1 = \frac{1}{5}$ sein, also $R_1 = 5\frac{1}{2}$ bis $6\, r_1$ zu demselben Zwecke ausreichen. Man wird mithin, da diese Verhältnisse durchaus nicht außergewöhnlich sind, manchmal die Zähne sogar ganz entbehren können, wovon unten mehr.

Die constructive Ausführung des Zahnercentriks von der vorliegenden Gestalt läßt sich auf sehr mannichfaltige Weise bewerkstelligen. Doch kann dieselbe bei der Ausdehnung, welche diese Mittheilung ohnedies erhalten muß, nicht so ausführlich erörtert werden, als der Gegenstand verdient, und muß ich mich auf einige Hauptsachen beschränken.

Die Figuren 8 und 9 zeigen eine Durchstoßmaschine, bei welcher der neue Mechanismus angewandt ist. A ist das feste, B das verschiebbare Rad, C die Zugstange, welche die Axen der beiden Räder verbindet. Der Schlitten D wird durch die Drehung des festen Rades A auf- und nieder geschoben, und trägt unten den Lochstempel E, welchem eine im Gestell angebrachte Matrize F entspricht. Die Abmessungen sind so gewählt, daß der Stempel einen Druck von 50000 Kilogr. ausüben kann. Die Axe des festen Rades erfährt hier einen eben so großen Druck, als die des Schubrades. Um sie nicht deshalb sehr dick machen zu müssen, sind Zapfen und Rad gleich dick gemacht, und der so entstehende Cylinder von einer seine ganze Länge fassenden Oberschale bedeckt, welche durch einen starken (schmiedeeisernen) Lagerdeckel mit 4 kräftigen Deckelschrauben niedergehalten wird. Um die äußere cylindrische Form anwenden zu können, und überhaupt die Anfertigung der Räder einfach zu halten, sind dieselben nach der Geradflankenverzahnung,*) wie in Figur 10 angegeben, verzahnt. Die Zähne des Rades A werden hier dadurch gebildet, daß in die glatte cylindrische Axe Vertiefungen mit radialen Flanken eingearbeitet werden, was ganz leicht geschehen kann, überhaupt auch für kleine schmiedeeiserne Getriebe zu empfehlen ist. Man muß beim Verzeichnen der Verzahnung nur darauf achten, daß die Eingriffdauer der Räder nicht kleiner als eine Theilung ausfällt, dies ist durch gute Wahl der Zahnabmessungen leicht zu erreichen, wenn die Zähnezahl nicht gar zu klein (nicht unter 6) ist. Der centrische Zapfen G des Schubrades ist hier als aus einem Stück mit der Axe bestehend angenommen. Man sieht, daß das Gestell der Maschine sich sehr günstig anordnet, und das Ganze für die Ausführung keine Schwierigkeiten bietet, indem keinerlei schwierige Guß- oder Schmiedestücke vorkommen.

Manchmal wird es für die Construction bequem sein, die Ebene des Schubrades nicht parallel, sondern senkrecht zu den Schlittenführungen anzuordnen. Man erhält dann einen schmäleren Schlitten, und kann das Gestell dann auch gut so einrichten, daß der Tisch zugänglicher wird, als hier, was z. B. für Nuthstoßmaschinen nöthig ist. Auch bei liegendem Schlitten, den man nach Art eines Drehbanksupports führt (z. B. bei Niethpressen), würde eine solche Anordnung zweckmäßig sein.

Hier und da möchte es auch von Vortheil sein, das Schubrad B zweischildig zu machen; der Schlitten brauchte dann nicht gabelförmig gemacht zu werden, und man könnte die Schilde und die Axe als Ein Gußstück herstellen; es müßte dabei übrigens sehr sorgfältig beim Abdrehen der cylindrischen Theile des Schubrades verfahren werden, um die beiden Cylinderaxen parallel zu erhalten.

Zu einer nützlichen Anwendung des Mechanismus leitet auch dessen oben gefundene Eigenthümlichkeit, daß bei passend gemachten Verhältnissen die Zahnkraft unter allen Umständen gleich Null (oder negativ) ausfällt, wo also die Reibung der Radränder zur Kraftübertragung genügt, und man demnach die Zähne ganz weglassen kann. Die beiden Räder erhalten dann glatte cylindrische Umfänge. Bringt man an einer so construirten Maschine eine Vorrichtung an, mittelst deren man die Zugstange leicht ein wenig verlängern oder verkürzen kann, so erhält man darin eine sehr einfache Abstellvorrichtung der Maschine. Es wären, beiläufig bemerkt, hierbei statt einer einzigen zwei symmetrisch wirkende Zugstangen anzubringen, damit kein einseitiger Druck stattfinden könnte; man kann dann z. B. daran die die feste Axe fassenden Augen etwas länglich machen, und einen Hebel oder eine Schraube anbringen, mittelst deren man die Zugstangen nach der festen Axe hin ziehen könnte. Es würde dann ein ganz leises Gegeneinanderpressen der Räder genügen, die Bewegung augenblicklich einzuleiten, während man ebenfalls durch eine ganz geringe Verschiebung, von 1 bis 2 Millimeter etwa, die Radränder wieder außer

*) Siehe Moll und Reuleaux, „Constructionslehre für den Maschinenbau", S. 307 ff. u. S. 397.

Berührung bringen, also die Bewegungsübertragung wieder aufheben könnte. Bedarf die Behauptung, daß die Randreibung die Bewegung trotz dem heftigsten Widerstand zu übertragen vermag, noch eines Beleges, so braucht man sich nur der (wenn ich nicht irre, amerikanischen) Presse mit Evolventensegmenten zu erinnern; bei dieser zeigt sich, daß die Reibung an den Segment-Umfängen bei gut gewählten Abmessungen niemals ein Gleiten entstehen läßt.*)

Es ist klar, daß sich das Zahnexcentrik nicht nur statt des Kurbelmechanismus, sondern auch an der Stelle anderer Kraftmechanismen gebrauchen läßt, z. B. statt des Hebels mit Hebedaumen bei manchen Eisenscheeren und Quetschwerken statt des Kniehebels u. s. w. So würden sich u. a. die Münzprägewerke, bei denen man sich des Kniehebels bedient, und die dadurch nicht wenig unbehülflich und schwerfällig werden, bei Anwendung des Zahnexcentriks sehr einfach und constructiv gestalten. Hierbei will ich nicht vergessen zu bemerken, daß die Zugstange, welche beim Zahnexcentrik die Mittelpunkte verbindet und dabei so gute Dienste leistet, sich auch beim Kniehebel und ähnlichen Mechanismen nützlich verwenden läßt.

Ich muß mich begnügen, die verschiedenen Anwendungen des Zahnexcentriks nur anzudeuten, und Vieles wegen Mangel an Raum unbesprochen lassen; doch bietet das Besprochene Anhaltepunkte genug, um den Gegenstand weiter zu verfolgen, und gehe ich deshalb jetzt zu einer weiteren Abänderung des Mechanismus über.

3. Die Räder seien ungleich groß, aber gleich excentrisch, Figur 11. Unter dieser Voraussetzung gehen, da $r = r_1$ genommen ist, die Gleichungen (1) und (2) über in:

$$x = r \left[\sin \left(\delta + \frac{R}{R_1} \omega \right) + \sin \omega \right] + (R + R_1) \cos \beta \qquad (9)$$

und

$$\sin \beta = \frac{r}{R + R_1} \left[\cos \left(\delta + \frac{R}{R_1} \omega \right) - \cos \omega \right], \qquad (10)$$

wodurch sie sich indessen nur wenig vereinfachen. Das Bewegungsgesetz der losen Axe nimmt aber dabei dadurch eine interessante Gestalt an, daß die zu Anfang erwähnten Verschiebungen des Schwingungsmittelpunktes nun eben so groß ausfallen, als die Schwingungen, welche das feste Rad erzeugt. Es entstehen dadurch periodische Veränderungen in der Größe des wirklichen Hubes der losen Axe, und zwar so, daß deren Schwingungen einen sehr wenig veränderlichen Mittelpunkt haben. Dies geschieht namentlich dann, wenn β klein und δ = Null ist. Vernachlässigt man dann β, so erhält Formel (9) ein constantes Glied $(R + R_1)$, was anzeigt, daß die Bewegungen der losen Axe symmetrisch zu beiden Seiten eines um $R + R_1$ von O abliegenden Punktes stattfinden. Das Bewegungsgesetz stimmt hierbei mit dem physikalischen Gesetz der Interferenzen überein. Das die Bewegung versinnlichende Diagramm fällt je nach dem Verhältniß $\frac{R}{R_1}$ verschieden aus, und kann z. B. eine Gestalt wie Figur 12 annehmen, wo große Hube mit kleinen in eigenthümlicher Weise abwechseln. Das Gesagte gilt fast wörtlich auch von den Römer'schen Rädern, wenn man denselben gleiche Kurbeln bei ungleichen Zahnrädern giebt, und es werden solche Mechanismen nicht selten praktisch angewandt. So z. B. findet man sie bei einzelnen Spinnereimaschinen als Fadenführer, indem die fortwährende Hubänderung benutzt wird, den aufzuwindenden Faden zweckentsprechend an der Spule hin- und herzuführen; auch findet man solche Römer'sche Räder bei einzelnen Tuchdruckmaschinen dazu benutzt, die Farbewalzen und Kissen in bestimmter Weise zu bewegen. — Macht man die Räder sehr wenig verschieden, so gehen die Hubänderungen der losen Axe sehr gleichförmig vor sich, und es entsteht eine Bewegung, deren Gesetz sich etwa durch das Diagramm in Figur 13 darstellen läßt. In dieser Anordnung hat Spiller die Römer'schen Räder zur Bewegung der Pumpen solcher hydraulischer Pressen benutzt, deren Widerstand nach und nach steigt. Spiller läßt die Pumpen beim Beginn der Pressung mit großem Hub arbeiten; der Mechanismus vermindert aber dann nach und nach den Pumpenhub, und somit auch die zu-

*) Eine andere interessante Folgerung des Obigen möge noch an dieser Stelle Platz finden, und zwar eine Bemerkung über die Anwendung der Reibungsräder überhaupt. Man kann diese nämlich, wie das oben Gesagte bewies, sehr häufig so bauen, daß sie ganz so sicher wirken, wie Zahnräder, d. h. daß gar kein Gleiten der Umfänge eintreten kann, selbst wenn diese eingeölt sein sollten. Man braucht zu diesem Ende das große Reibungsrad auf jeder Welle nur stets 10 bis 12 mal (bei trockenen Umfängen nur 5 bis 6 mal) so groß zu machen, als das auf derselben Axe sitzende kleinere Rad (Reibungsrad, Zahnrad), durch welches die Kraft in die Welle eingeleitet wird, muß aber zugleich das nächstangreifende Reibungsrad so anordnen, daß es von dem aus der Umfangskraft des vorhergehenden Räderpaares entstehenden Axendruck stets getroffen wird. Dann entsteht nämlich in jedem Falle eine genügende Reibung, und zwar regulirt die Maschine den dazu nöthigen Umfangsdruck selbstthätig, und genau nach Bedürfniß. Auf diese Weise könnte man z. B. sogar die gewöhnliche Wagenwinde ganz mit Reibungsrädern ausführen (das Zahnstangengetriebe ausgenommen) und kann überhaupt bei Windwerken mancherlei Art die Zahnräder durch Reibungsräder ersetzen; auch bei manchen Umtriebmaschinen würde dies angehen. Bei vorhergehendem Riemenbetrieb würde sich das Halbmesserverhältniß noch weit günstiger, etwa 3 bis $3^1/_2$ mal kleiner als oben, herausstellen, indem dort der Axendruck von selbst schon so viel größer ausfällt; dies wäre z. B. bei Uebersetzungen ins Schnelle anzuwenden. Auch bei den sogenannten Keilrädern würde ein weit kleineres Halbmesserverhältniß ausreichen. Auf solche Weise zur Anwendung gebracht, können die bisher so wenig nutzbar gemachten Reibungsräder (von den Locomotiv-Triebrädern abzusehen) oft treffliche Dienste leisten.

geführte Wassermenge, bis beinahe auf Null. — Zu den angeführten und ähnlichen Zwecken kann man das Zahnexcentrik sehr gut benutzen; doch braucht wohl nicht auf nähere Erläuterungen eingegangen zu werden.

Der einzige zu besprechende Punkt ist die Dauer der Perioden, innerhalb deren sämmtliche Hubänderungen durchlaufen werden. Diese Dauer läßt sich aus Formel (9) nicht wohl herauslesen, findet sich aber leicht auf einem anderen Wege. Eine Hubperiode wird durchlaufen sein, sobald die beiden Räder gleichzeitig wieder ihre anfängliche Stellung eingenommen haben; die Frage führt sich daher auf eine bei den Zahnrädern vorkommende zurück, und man erhält für die gesuchte Periodendauer das folgende Gesetz: Die einer Hubperiode entsprechende Umdrehungszahl des treibenden Rades ist die dem getriebenen Rade zukommende von den beiden relativen Primzahlen, welche das Zähnezahlverhältniß der Räder ausdrücken. (Dieser Satz gilt für die Römer'schen Räder ebensowohl als für das Zahnercentrik.) Verhält sich z. B. das treibende Rad zum getriebenen wie 5 : 6, so ist die Hubperiode 6 Umdrehungen des kleineren Rades lang; hat das eine Rad 50, das andere Rad 51 Zähne, so gehen auf die Hubperiode 51 Umdrehungen des kleineren Rades; hat das eine Rad 18, das andere 20 Zähne, so ist die Hubperiode 9 Umdrehungen des 20-zähnigen, oder 10 Drehungen des 18-zähnigen Rades lang.

Die constructive Ausführung des Zahnercentriks der vorliegenden Form läßt sich ganz ähnlich derjenigen der folgenden Abänderung ausführen, weshalb dieselbe hier unbesprochen bleiben kann.

4. Die Räder seien gleich groß und gleich excentrisch, Figur 14 und 15. Macht man außer $r = r_1$ auch noch $R = R_1$, so erhält man eine neue, und in Hinsicht der Bewegungserscheinungen wohl die interessanteste Abänderung des Zahnercentriks. Die Vorrichtung möge in dieser letzten Form ein symmetrisches Zahnexcentrik heißen, im Gegensatz zu den bisher besprochenen, wo die Räder stets unsymmetrisch waren. Macht man in (9) und (10) vorerst $R = R_1$, so erhält man als allgemeine Gleichungen für das symmetrische Zahnercentrik:

$$x = r\left[\sin(\delta + \omega) + \sin\omega\right] + 2R\cos\beta \qquad (11)$$

und

$$\sin\beta = \frac{r}{2R}\left[\cos(\delta + \omega) - \cos\omega\right]. \qquad (12)$$

Der Hub der losen Axe läßt sich hier zwischen gewissen Grenzen reguliren, indem man den Voreilwinkel δ ändert. Es ist dies für die Praxis oft bequem, da man δ einfach dadurch verändern kann, daß man die Räder an einer andern Stelle zum Eingriff bringt. Das symmetrische Zahnercentrik würde sich hiernach nicht übel für kleinere Hobelmaschinen oder andere Arbeitsmaschinen eignen, bei denen Hubveränderungen öfter vorgenommen werden müssen. Eine große Veränderlichkeit des Hubes ergiebt sich namentlich dann, wenn $\frac{r}{R}$ nicht groß genommen wird, wie Folgendes zeigt.

Setzt man beispielsweise $\delta = 180^0$, so erhält man zunächst aus (11)

$$x = 2R\cos\beta$$

und aus (12)

$$\sin\beta = -\frac{r}{R}\cos\omega,$$

also:

$$x = 2R \pm \sqrt{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \cos^2\omega}.$$

Hieraus wird für $\omega = 90$ und 270^0 $\cos\omega = 0$, und somit $x = 2R$; ferner für $\omega = 180$ und 0^0, $\cos\omega = 1$, und daher:

$$x = 2R\left(\pm\sqrt{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2}\right).$$

Zieht man beide Male von x den constanten Werth $2R$ ab, so ergiebt sich, daß die lose Axe sich zu beiden Seiten eines um $2R$ von der festen Axe abstehenden Punktes P, Figur 14, bewegt, und zwar so, daß die Entfernung vom Punkte P bei $\omega = 90$ und 270^0 Null ist, während sie bei $\omega = 180$ und 360^0 (oder Null)

$$= 2R\left(\pm\sqrt{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2} - 1\right) \text{ ist.}$$

Man sieht, daß der Abstand um so näher der Null kommt, je kleiner $\frac{r}{R}$. Wäre z. B. $\frac{r}{R} = \frac{1}{4}$, so ergäbe sich der Abstand

$$= 2R\left(\pm\sqrt{\frac{15}{16}} - 1\right) = \pm\, 0{,}032 \,.\, 2R.$$

Es zeigt sich also die Bewegung der losen Axe als sehr klein. Der Ausdruck für x bei $\delta = 180^0$ läßt sich auch leicht direct ableiten. In Figur 14 ist $\delta = 180$ und $\omega = 0$ gemacht; hier findet sich leicht, daß

$$OO_1 = 2\sqrt{R^2 - r^2} = 2R\sqrt{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2} \text{ ist.}$$

Macht man nun aber $\delta = 0$ statt 180^0, so erhält man das symmetrische Zahnercentrik ohne Voreilen, bei welchem sich die Verhältnisse ganz anders und merkwürdig gestalten. Hier gehen die Gleichungen für $\sin\beta$ und x in sehr einfache über, indem man erhält:

$$\sin\beta = 0,$$

d. h. die Zugstange ist stets parallel der Schubrichtung, und da $\cos\beta = 1$:

$$x = 2r\sin\omega + 2R. \qquad (13)$$

Zieht man auch hiervon den constanten Abstand $2R$ ab, so erhält man den Abstand ξ der losen Axe von dem

um 2 R von O abstehenden Schwingungsmittelpunkt P, Figur 15:

$$\xi = 2r \sin\omega. \tag{14}$$

Während man bei $\delta = 180^0$ den kleinsten Hub der losen Axe erhielt, ergiebt sich hier der größte, und zwar bei $\omega = 90^0$ und 270^0, nämlich $\xi = \pm 2r$, also der ganze Hub 4 r. Vergleicht man diesen Hub mit dem des obigen Beispieles, wo $\frac{r}{R} = \frac{1}{4}$ angenommen wurde, so zeigt sich das Verhältniß der Hübe wie R : 0,128 R oder nahe wie 8 : 1, sodaß man also hier durch Aenderung des Voreilens den Hub bis auf $\frac{1}{8}$ seines größten Werthes herabziehen kann. — Das Gegenstück zu dem vorliegenden Mechanismus unter den Römer'schen Rädern erhält man, wenn man bei diesen die Zahnräder und die Kurbeln gleich macht. Giebt man alsdann kein Voreilen, so erhält man eine Geradführung, die aber nur sehr wenig gebraucht wird. Der Einfluß der Schubstangen bei diesem Mechanismus bewirkt übrigens, daß bei ihm das Bewegungsgesetz nicht die einfache Form von Gleichung (14) annehmen kann.

Die durch (14) ausgedrückte Bewegung von O_1 ist in mehreren Beziehungen merkwürdig. Sie hat genau dasselbe Gesetz, wie die *einfache schwingende Bewegung*, welche von der Physik als so häufig auftretend nachgewiesen wird, und welche entsteht, wenn der schwingende Punkt mit einer *seinem Abstand proportionalen Kraft vom Schwingungsmittelpunkt angezogen wird*. Nach diesem Gesetze schwingt z. B. ein an einer Schraubenfeder aufgehängtes Gewicht, um seine Gleichgewichtlage, ebenso das sogenannte Torsionspendel, die Unruhe in der Uhr, ein elastischer Stab, der an einem Ende festgehalten und am anderen belastet ist, eine gespannte Saite u. s. w., u. s. w.

Nach demselben Gesetz würde auch eine Kurbel mit *unendlich langer Schubstange* den Endpunkt der letzteren hin- und herführen, und es ruft in der That die Kurbel, deren Zapfen im geschlitzten Querhaupt gleitet, s. Figur 16 (von Redtenbacher *Kurbel mit Schleife* genannt), dieselbe Bewegung hervor. Da eine solche Bewegung sehr oft hergestellt werden muß, so zeigt sich hier wieder eine Reihe von Anwendungen des symmetrischen Zahnercentriks.

Das lose Rad enthält aber noch andere merkwürdige Punkte. Verlängert man nämlich O_1F über F hinaus und macht $FS_1 = r$, so ist der Abstand des Punktes S_1 von der Geraden XX gleich $OO_1 - S_1O_1 \sin PS_1O_1$; hierin ist aber OO_1 der Werth von x aus (13) und $\angle PS_1O_1 = \omega$, wenn S_1P lothrecht auf OO_1 steht. Man hat daher, da $S_1O_1 = 2r$:

$$S_1X = 2r\sin\omega + 2R - 2r\sin\omega,$$

was aber ist

$$S_1X = 2R,$$

d. h. S_1 bewegt sich in einer geraden, zu OO_1 senkrechten Linie, welche von dem Mittelpunkt O der festen Axe um OP = 2R absteht. Der Abstand PS_1 ist dabei

$$= O_1S_1 \cos PS_1O_1 = 2r\cos\omega = 2r\sin(90^0 - \omega).$$

S_1 schwingt also nach demselben Gesetz um den Punkt P, wie der Punkt O_1. Man kann somit von dem losen Rade zwei gleiche, aber lothrecht zu einander gerichtete schwingende Bewegungen ableiten.

Betrachten wir ferner die Bewegung eines beliebigen Punktes T des mit $FO_1 = r$ um F beschriebenen Kreises, so werden wir deren Gesetz finden, wenn wir einen allgemeinen Ausdruck für seine Lage gegen die Axen PO_1 und PS_1 ermitteln. Vorerst muß aber noch die Lage von T in dem Kreise O_1TS_1 festgestellt werden; dieselbe ist bestimmt durch den Winkel TS_1O_1, der mit α bezeichnet werde. Nennt man nun y den Abstand TV, und z den Abstand VP, so ist der allgemeine Ausdruck für den Zusammenhang zwischen z und y die gesuchte Gleichung für die Bahn des Punktes T. Man hat aber:

$$TV = y = PT\sin O_1PT = PT\sin\alpha,$$

da $\angle O_1PT = \angle O_1S_1T = \alpha$, als Peripheriewinkel auf demselben Bogen, weil $S_1PO_1 = 90^0$, und somit P auch ein Punkt des Kreises O_1TS_1. Ferner ist:

$$VP = z = PT\cos O_1PT = PT\cos\alpha, \text{ mithin}$$

$$\frac{y}{z} = \frac{PT\sin\alpha}{PT\cos\alpha} = \operatorname{tang}\alpha,$$

d. h. die Bahn TPU des Punktes T ist eine gerade und OO_1 in P unter dem Winkel α schneidende Linie. Die Bewegung in dieser Bahn erfolgt dabei, wie sich leicht beweisen läßt, genau nach demselben Gesetz, wie die von S_1 und O_1, und es zeigt sich also: *daß* **alle Punkte** *des Kreises PS_1TO_1 sich in geraden Linien nach dem Gesetz der einfachen schwingenden Bewegung, und mit der Schwingungsweite 2r durch den Punkt P bewegen.**) Es läßt sich dies etwa mit der mittleren Bewegung der Aetheratome in dem Querschnitte eines einfachen Lichtstrahles vergleichen und vielleicht zu einem physikalischen Experimente benutzen. Im Maschinenbau kann man oftmals von dieser Eigenthümlichkeit Gebrauch machen.

Was die übrigen Punkte des losen Rades betrifft, so sind auch ihre Bewegungen bemerkenswerth; sie beschreiben nämlich alle, wie hier zu beweisen wohl zu weitläufig sein würde, *Ellipsen* um den Mittelpunkt P, deren Axengröße und Verhältniß durch die Lage des beschreibenden Punktes bestimmt werden. Von diesen Bahnen geht aber noch eine in eine besonders einfache Form über, indem der Weg des Punktes F ein Kreis vom Halbmesser r ist, also ein Kreis von derselben Größe wie PTS_1. Es läßt sich dies

*) Dieselbe Bewegungserscheinung kommt auch bei dem rollenden Rade, der sogenannten *Hypocykelgeradführung*, vor.

auch schon daran erkennen, daß die Zugstange EF, wie oben gefunden wurde, stets parallel OO_1 bleibt, was nur geschehen kann, wenn F den gleichen Kreis beschreibt, wie der Punkt E. Zu bemerken ist, daß F seinen Kreis in demselben Drehungssinne wie E, also gerade entgegengesetzt dem Drehungssinne des losen Rades, durchläuft.

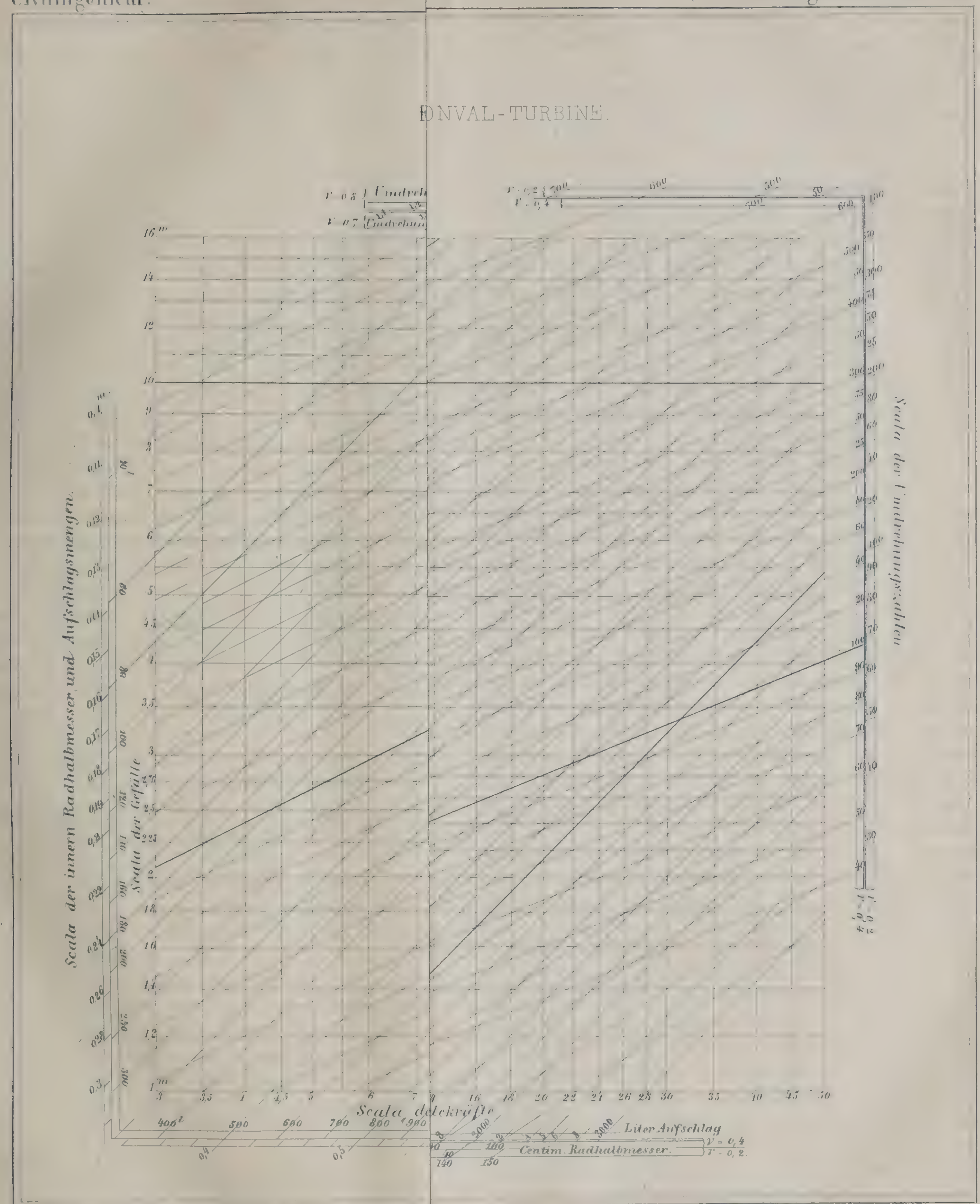
Die gefundenen Eigenthümlichkeiten des symmetrischen Zahnexcentriks, zu denen leicht noch einige über die gegenseitige Lage der Punkte beider Räder hinzuzufügen wären, befähigen dasselbe zu mannichfaltigen Anwendungen, von denen einige noch hier hervorgehoben werden mögen.

Anwendung auf die Bewegung der Dampfschieber. Die Bewegung von dem Gesetz $\xi = A \sin\omega$ ist für die Dampfschieber, so zu sagen, die angemessenste, und sucht man dieselbe durch das Excentrik mit langer Schubstange zu verwirklichen. Der von der Schubstange herrührende Fehler ist auch in der Regel klein genug, um ganz unberücksichtigt bleiben zu können. Doch kommt es nicht selten vor, daß für eine genügend lange Schubstange nicht Raum ist, und hier könnte man sich dann sehr gut des symmetrischen Zahnexcentriks bedienen, indem dasselbe ja eine sehr geringe Längenausdehnung hat. Die constructive Ausführung kann dabei so gemacht werden, wie es Fig. 17 zeigt. Hier ist die Zugstange als ein die beiden Räder umfassender Zaum construirt, bei welchem die Abnützung durch Nachstellen der beiden Schrauben leicht ausgeglichen werden kann. Dieser Zaum hat beim Zurückgehen den ganzen Zug auszuüben, während beim Vorwärtsgehen die Radränder aufeinander drücken und die Verschiebung bewerkstelligen. Die Excentricität der beiden Räder wäre, da der ganze Hub des Punktes $O_1 = 4r$ ist, gleich dem vierten Theil des Schieberhubes, also halb so groß als bei dem gewöhnlichen Excentrik, zu machen, fallen also auch kleiner als dieses aus. Der Voreilwinkel, mit dem man sonst das Excentrik auf der Kurbelwelle befestigt, würde auch hier beim Anbringen des festen Rades auf der Kurbelwelle anzuwenden sein, während hingegen das Zahnexcentrik selbst ohne Voreilen einzurichten wäre. Sehr nützlich kann hier manchmal die obige, in der Gleichung $\frac{y}{z} = \tang\alpha$ ausgedrückte Eigenschaft des Mechanismus sein, indem man ihr zufolge auch eine Schieberstange unmittelbar mit dem Zahnexcentrik bewegen kann, deren Schubrichtung nicht durch die Kurbelwelle geht, wo man also beim gewöhnlichen Excentrik Zwischenhebel anbringen müßte.

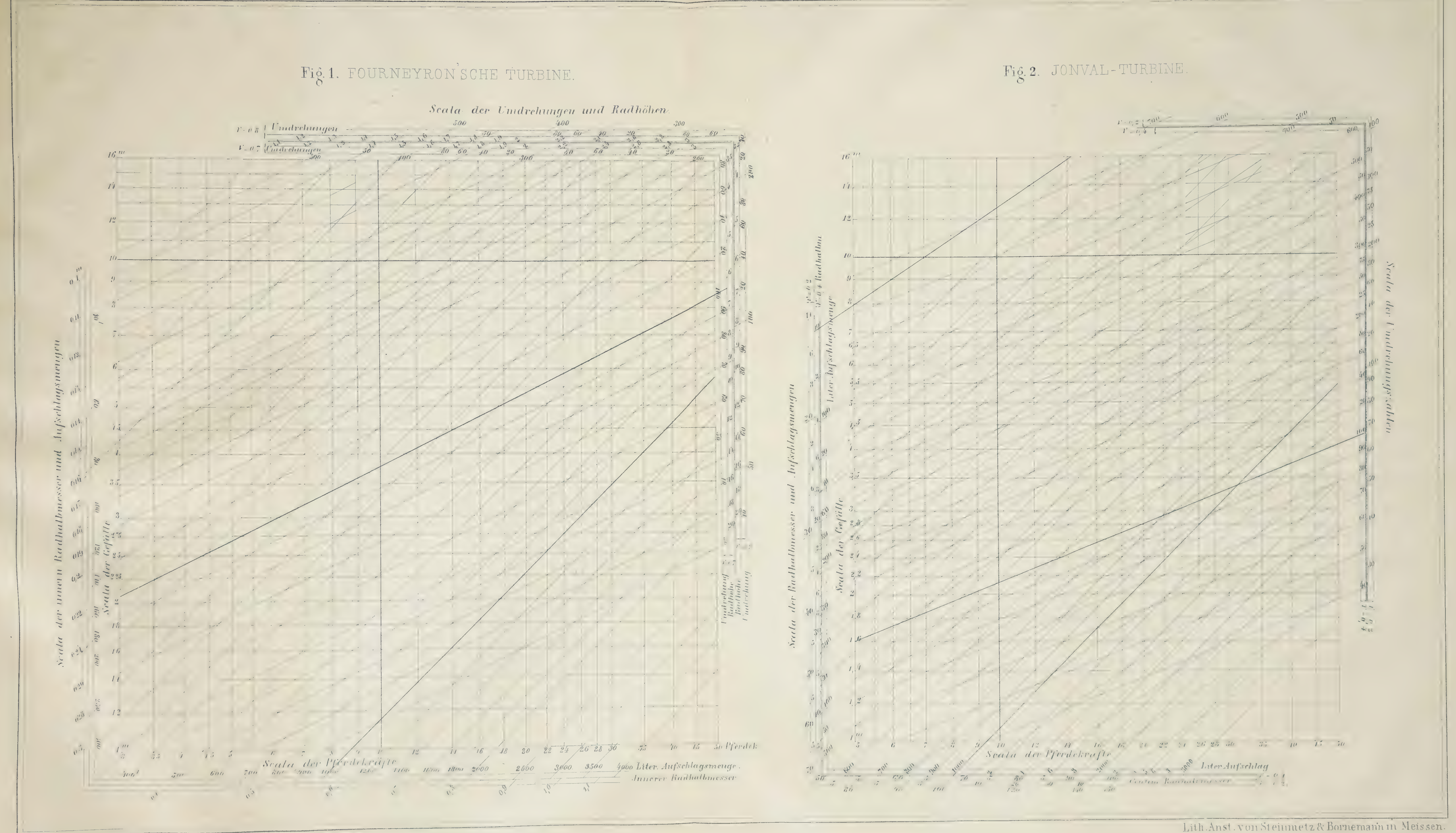
Es entsteht hier gewiß sogleich die Frage, ob man nicht das Zahnexcentrik zur Construction der Coulissen- oder Taschensteuerungen anwenden, und damit die für den Locomotivenbau oft so wichtige Aufgabe lösen könne, eine gute Coulissensteuerung mit sehr kurzen Excenterstangen herzustellen. Diese Frage ist mit Ja zu beantworten. Es lassen sich mit dem Zahnexcentrik mehrere Arten von Coulissensteuerungen bilden, und zwar läßt sich z. B. die Sache so einrichten, daß bei Anwendung nur **eines** Zahnexcentriks sich eine Coulissensteuerung ohne jeden Fehler in der Schieberbewegung ergiebt, für welche also das bekannte Zeuner'sche Diagramm, und zwar ein solches für constantes Voreilen, in aller Strenge richtig ist. Bei anderen Anordnungen entstehen trotz der kurzen Stangen keine größeren Fehler, als bisher bei Anwendung von langen Excenterstangen. Doch glaube ich nicht, die gegenwärtige Mittheilung so weit ausdehnen zu dürfen, als ein Eingehen auf diesen Gegenstand erfordern würde.

Anwendung für Zwecke der Spinnerei-Maschinen. In den Maschinen, welche die Spinnerei anwendet, kommt manchmal die Forderung vor, einer Welle eine hin- und hergehende und zugleich eine drehende Bewegung zu ertheilen; man bedient sich hierzu eines Mechanismus von der in Figur 18 angedeuteten Art. Die gleichzeitig zu verschiebende und zu drehende Welle B wird durch die Kurbel C hin- und hergeschoben und durch die allen Bewegungen folgenden Räder a b c d e umgedreht, sobald A in Drehung versetzt wird. Für dieselben Zwecke eignet sich das Zahnexcentrik sehr gut. Es wäre etwa wie in Fig. 19 anzuordnen. Hier sind die Zapfen für die Zugstange so dick gemacht, daß sie excentrische Axen der Räder einschließen. Da die Kräfte zum Verschieben nicht groß sind, so können in dem vorliegenden Falle die Radränder ganz wegbleiben, sodaß also die Räder A und B gewöhnliche Stirnräder werden. Bei einer gleichförmigen Drehung der Welle von A erhält auch B eine gleichförmige Drehung (von dem durch die Schwingstütze hineingebrachten kleinen Fehler abzusehen), während ihr zugleich durch die excentrischen Räder die verlangte Hin- und Herbewegung ertheilt wird. Die Verstellbarkeit des Hubes von B durch Aenderung des Zahneingriffes könnte hier manchmal nützlich sein.

Anwendung des Zahnexcentriks zur Drehungsübertragung. Die oben erwähnte Eigenschaft des Punktes F, Fig. 15, sich in einem Kreis vom Halbmesser r um P zu drehen, läßt sich auch praktisch benutzen. Man kann nämlich in Folge dessen neben der schwingenden Bewegung auch noch eine zweite, drehende ableiten, welche ganz gleich der Drehung des festen Rades vor sich geht. Zu diesem Ende stecke man das lose Rad drehbar auf den Zapfen einer Kurbel D vom Halbmesser r, Figur 20, deren Axe in der Schubrichtung liegt, und um 2 R von der festen Axe, mit der sie parallel sein muß, absteht. Führt man nun den Punkt C in einer geraden, durch die beiden Axen gehenden Bahn, so wird die Welle B bei der Drehung von A ebenfalls umgetrieben. Es bildet also hier das Zahnexcentrik eine Kuppelung zweier nebeneinanderliegender Wellen, die in gleichem Sinne umlaufen sollen.



JONVAL-TURBINE.
Scala der innern Radhalbmesser und Aufschlagsmengen.
Scala der Gefälle
Scala der Umdrehungszahlen
Scala der Pferdekräfte
Liter Aufschlag
Centim. Radhalbmesser.



Verlag von J.G. Engelhardt (B. Thierbach.) in Freiberg.
Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Die Geradführung von C könnte in allen Punkten seiner Bahn mit Ausnahme der beiden todten Punkte der Kurbel D entbehrt werden, wegen dieser ist sie aber nöthig. Wiederum aber sieht man, daß, wenn die Wellen A und B noch auf andere Weise, z. B. durch zwei gleiche Stirnräder mit Zwischenrad, gekuppelt wären, der Punkt C ohne die Leitungen GG_1 gerade geleitet sein würde. Ob der dadurch entstehende Mechanismus öfter praktisch nützlich sein könnte, ist eine andere Frage; immerhin aber zeigt sich auch hier wieder die Vielseitigkeit des neuen Mechanismus.

5. Andere Verwirklichungen der Grundidee des Zahnercentriks. — Mehrfaches Zahnercentrik. Nachdem in dem Bisherigen die wichtigsten Eigenthümlichkeiten und Anwendungen des neuen Mechanismus besprochen worden sind, bleiben mir noch einige vervollständigende Bemerkungen übrig. — Man kann, wie schon oben bei dem Spinnerei-Mechanismus angedeutet wurde, das Zahnercentrik auch so verwirklichen, daß man die Radränder wegläßt, und dafür das bisher als Zugstange bezeichnete Stück so stark ausführt, daß es den ganzen Axendruck übertragen kann. Es würde dann genau die Stelle der Schubstange des Kurbelmechanismus vertreten. Allein mit dieser Aenderung würde nichts gewonnen, sondern nur verloren werden, indem nun die Zähne wieder den ganzen, nicht durch die Randreibung verminderten Umfangsdruck erführen, die Räder also wieder so groß gemacht werden müßten, wie früher. Zugleich würde dann auch die Schubstange in der Regel doppelt angebracht werden müssen, um keine einseitigen Pressungen auftreten zu lassen. Hierdurch würde aber der Mechanismus seiner constructiven Einfachheit, die ihn so auszeichnet, beraubt.

Eine andere Verwirklichung des Zahnercentriks, welche in die allgemeine Reihe seiner Abänderungen gehört, ist die, bei welcher das eine Rad ein Hohlrad (innen verzahntes Rad) ist. Hierbei ergeben sich ähnliche Wirkungen, wie bei den oben betrachteten Arten. Dem symmetrischen Zahnercentrik unter 4. entspricht in den Bewegungserscheinungen dasjenige, bei welchem das Hohlrad doppelt so groß ist, als das andere. Es wiederholen sich hier, unter der Beschränkung, daß $r_1 = R_1$ gemacht werden muß, die eigenthümlichen, oben gefundenen Bewegungen, wie dies auch aus der Theorie der Cycloiden bekannt ist. Die Anwendbarkeit des Hohl-Excentriks ist übrigens jedenfalls weit geringer, als die des oben besprochenen; die theoretische Vollständigkeit erforderte aber hier seine Erwähnung.

Endlich ist noch anzuführen, daß man durch Vereinigung von 3 oder mehr Rädern in einem Zahnercentrik noch weitere Mechanismen bilden, auch durch Verbindung zweier oder mehrerer vollständiger Zahnercentriks noch zahlreiche Abänderungen des einen Mechanismus schaffen kann, wie man es z. B. auch bei den Römer'schen Rädern gethan hat. Doch braucht auf diese Zusammensetzungen hier wohl nicht weiter eingegangen zu werden, indem ich in dem Vorigen zur Genüge gezeigt zu haben glaube, daß der neue Mechanismus sowohl äußerst vielseitig in den durch ihn zu erzielenden Bewegungen, als fähig ist, im praktischen Maschinenbau Anwendung zu finden.

Graphische Tabelle über die wichtigsten Constructionselemente der Turbinen.

Von

K. R. Bornemann.

(Hierzu Tafel 3.)

Die nachsichtige Beurtheilung, welche meine graphischen Tabellen über die relative Festigkeit („Civilingenieur", Bd. I, S. 18) und über die Dampfmaschinen (a. a. O., Bd. III, S. 1) im In- und Auslande gefunden haben, läßt mich hoffen, daß eine graphische Tabelle über die in neuerer Zeit so allgemein angewendeten Turbinen ebenfalls nicht unwillkommen sein werde, da auch bei der Berechnung der Turbinen ziemlich complicirte Formeln zu lösen sind und da noch Niemand es unternommen hat, den Maschinenbauern durch Tabellen Erleichterungen für den Entwurf dieser Motoren zu verschaffen.

Da die Weisbach'sche Theorie der Turbinen anerkannt die vorzüglichste ist, so habe ich natürlich darauf gefußt und die Kenntniß derselben vorausgesetzt. Um aber bequeme Formeln zur Berechnung der wichtigsten Constructionselemente zu erlangen, mußten mancherlei Umformungen mit den Weisbach'schen Formeln vorgenommen, namentlich die numerischen Werthe für gewisse Größen substituirt werden,

wobei wir uns bemüht haben, solche Annahmen zu machen, welche nach den uns zugänglichen und bekannt gewordenen Erfahrungen allgemein empfohlen werden können. Leider sind nur sehr wenige brauchbare Versuche mit Turbinen angestellt worden, da man sich meistens begnügt, die Leistung dieser Motoren durch Bremsversuche festzustellen und übrigens gar nicht näher auf die Constructionselemente eingeht, sodaß man die Ergebnisse der Theorie damit gar nicht vergleichen, geschweige denn verbessern kann.

Die Aufgabe, die wir uns stellten, war, praktisch brauchbare einfache Formeln für die Radhalbmesser, Radhöhen, Umdrehungszahlen und Aufschlagsmengen zu finden, in welchen blos die Zahl der Pferdekräfte und das Gefälle als Unbekannte vorkommen, und um dies zu erreichen, haben wir über die Schaufelwinkel und Schaufelzahlen, so wie über die Leistungen und das Verhältniß der vortheilhaftesten Geschwindigkeit zur theoretischen, Annahmen gemacht, welche, wie wir hoffen, die Billigung unserer Leser finden werden.

Wir beginnen mit der

Fourneyron'schen Turbine.

Legt man die von Herrn Professor Dr. Zeuner in unserer Zeitschrift, Bd. I, S. 157, gegebene Ableitung der Weisbach'schen Theorie dieser Turbine zu Grunde, so hat man zur Bestimmung der vortheilhaftesten Geschwindigkeit die Gleichung:

$$\frac{v^2}{2gh} = \vartheta = \frac{\chi\varphi\sqrt{\chi^2\varphi^2-\psi}}{2\psi\sqrt{\chi^2\varphi^2-\psi}} = \frac{1}{2\psi}\left(\frac{1}{\sqrt{1-\frac{\psi}{\chi^2\varphi^2}}}-1\right), \qquad (1)$$

worin die Hilfsgrößen:

$$\varphi = \frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos\delta}, \quad \nu = \frac{r_1}{r},$$

$$\chi = 1 - \nu^2\frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)},$$

$$\psi = 1 - \nu^2\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\left[2\cos\alpha + \zeta\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right]$$

zu nehmen sind, und worin

- v die Geschwindigkeit am äußeren Radumfange,
- h die Druckhöhe,
- r den äußeren Radhalbmesser,
- r_1 den inneren " "
- α den Winkel des aus dem Leitschaufelapparate tretenden Wasserstrahles mit der Tangente am inneren Radumfange,
- β den Winkel, welchen der Wasserstrahl beim Eintritt in das Rad mit demselben Radumfange einschließt,
- δ den Winkel des aus dem Rade ausströmenden Wassers mit dem äußeren Radumfange,
- $\varkappa$ den Widerstandscoefficienten für die Bewegung des Wassers im Leitschaufelapparate und
- ζ den Widerstandscoefficienten für die Bewegung des Wassers in den Radschaufelcanälen

bedeutet.

Ferner finden wir die Geschwindigkeit des aus dem Rade tretenden Wassers

$$c_2 = \sqrt{\frac{2gh+\psi v^2}{1+\varkappa}} = \sqrt{\frac{2gh}{1+\varkappa}}\sqrt{1+\psi\vartheta}, \qquad (2)$$

und können daher mit Zuhilfenahme der in Weisbach's „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", II. Bd., S. 346, gegebenen anderweiten Beziehungen die wichtigsten Constructionselemente für die Founeyron'sche Turbine bestimmen.

Stellen wir uns die Aufgabe so, daß für ein gegebenes Gefälle h eine Turbine von einer gegebenen Leistung Z in Pferdekräften construirt werden soll, so haben wir zunächst die Aufschlagswassermenge zu bestimmen. Ob nun gleich über den Nutzeffect der Fourneyron'schen Turbinen zum Theil sehr hohe Werthe beobachtet worden sind, so dürfte es doch räthlich sein, keinen höheren Constructionscoefficienten als 0,65 anzunehmen, und alsdann erhält man:

$$Q = \frac{75\,Z}{0{,}65\,.\,1000\,h} = 0{,}115\frac{Z}{h}, \qquad (3)$$

wenn hier und durchgehends Metermaß angewendet wird. Macht man ferner die Annahme, daß im Zuführungsrohre das Wasser sich mit 1 Meter Geschwindigkeit bewegen solle, so ergiebt sich der innere Radhalbmesser:

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{1\,.\,\pi}} = \sqrt{\frac{0{,}115\,Z}{\pi h}} = 0{,}191\sqrt{\frac{Z}{h}}. \qquad (4)$$

Wenn nun hiernach der äußere Radhalbmesser $r = \frac{r_1}{\nu}$ und nach Obigem die äußere Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{2g}\sqrt{\vartheta h}$$

ist, so ergiebt sich die Umdrehungszahl

$$u = 9{,}55\cdot\frac{v}{r} = 9{,}55\sqrt{2g}\,.\,\nu\frac{\sqrt{\vartheta h}}{r_1} = 221{,}5\,.\,\nu h\sqrt{\frac{\vartheta}{Z}}. \qquad (5)$$

Mit Hilfe der Formel (2) läßt sich ferner die Größe der Ausströmungsöffnungen F_2 des Rades bestimmen, denn

$$F_2 = \frac{Q}{c_2} = \frac{0{,}115\,Z}{h\sqrt{\frac{2gh}{1+\varkappa}}\sqrt{1+\psi\vartheta}} = 0{,}02725\frac{Z}{\sqrt{1+\psi\vartheta}\sqrt{h^3}}. \qquad (6)$$

Hieraus folgt wieder, wenn man für die Radhöhe e die Formel

$$e = \frac{F_2}{2\pi r\sin\delta - ns}$$

anwendet, in welcher

n die Zahl der Radschaufeln und

s die Stärke der Radschaufeln

bedeutet, und wenn man für s den Werth

$$s = \frac{r_1}{50} \text{ einführt,}$$

$$e = \frac{0{,}02725}{\sqrt{1+\psi\vartheta}} \cdot \frac{Z}{\sqrt{h^3}\,(2\pi \sin\delta - 0{,}02\,n\,.\,\nu)\,r}$$

$$= \frac{0{,}02725\,.\,\nu}{0{,}191\sqrt{1+\psi\vartheta}} \cdot \frac{1}{(2\pi\sin\delta - 0{,}02\,n\,.\,\nu)}\,\frac{\sqrt{Z}}{h}. \quad (7)$$

Vorstehende Gleichungen, namentlich (3), (4), (5) und (7) enthalten Alles, was zur Construction der Turbine erforderlich ist mit Ausnahme der Schaufelwinkel: α, β, δ, des Halbmesserverhältnisses ν, der Schaufelanzahl n und der Leitschaufelanzahl n_1. Nun giebt zwar die Weisbach'sche Theorie zwischen den Winkeln α, β und δ die Abhängigkeit:

$$\left.\begin{aligned} \tang\beta &= \frac{\sin 2\alpha}{\cos 2\alpha + \frac{\varkappa}{(2\nu\cos\alpha)^2}} \\ \text{und} \quad \sin\delta &= \nu^2\frac{\sin\alpha\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}, \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

da man indessen in der Spaltöffnung stets einen gewissen Ueberdruck von Innen nach Außen haben muß und da der Winkel δ wegen der Schwierigkeit der Ausführung nicht kleiner, als 16 bis 20 Grad angenommen werden kann, so kann man sich α und β geben und alsdann mittelst der zweiten Formel ν so bestimmen, daß der entsprechende Werth von δ resultirt.

Wir nehmen also hier:

$$\left.\begin{aligned} &1.\ \text{für } \nu = 0{,}7 \text{ an} \quad \alpha = 30^0 \quad \beta = 90^0 \\ &\sin\delta = (0{,}7)^2 \cdot \frac{\sin 30^0}{\sin 60^0} = 0{,}2829 \\ &\text{also} \quad \delta = 16^0\,26', \text{ ferner sei} \\ &2.\ \text{für } \nu = 0{,}8 \quad \alpha = 39^0 \quad \beta = 120^0, \\ &\text{alsdann wird} \quad \delta = 16^0\,5' \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

erhalten, und wenn wir diese Werthe und $\zeta = \varkappa = 0{,}1$ in Gleichung (1) einsetzen, so folgt:

für $\frac{r_1}{r} = 0{,}7$ — für $\frac{r_1}{r} = 0{,}8$

$\varphi = 1{,}09$ — $\varphi = 1{,}092$

$\chi = 0{,}51$ — $\chi = 0{,}52$

$\psi = -0{,}045$ — $\psi = -0{,}008$

$\vartheta = 0{,}722$ — $\vartheta = 0{,}875$.

Es würde hiernach die äußere Umfangsgeschwindigkeit der Turbine betragen:

für $\nu = 0{,}7$ — für $\nu = 0{,}8$

$v = 0{,}85\sqrt{2gh}$ — $v = 0{,}935\sqrt{2gh}$,

da aber die in dieser Zeitschrift, Bd. III, S. 232, mitgetheilten Versuche von Lacolonge ergeben haben, daß in der Wirklichkeit nur etwa 62 Procent hiervon gefunden wird, so hat man zu setzen:

$v = 0{,}527\sqrt{2gh}$ und $v = 0{,}58\sqrt{2gh}$

$\vartheta = 0{,}278$ — $\vartheta = 0{,}336$.

Es ergiebt sich daher weiter aus Gleichung (5)

$$u = 83{,}5\,\frac{h}{\sqrt{Z}} \quad \text{und} \quad u = 102{,}7\,\frac{h}{\sqrt{Z}}.$$

In dem unter (7) gegebenen Ausdrucke für die Radhöhe kommt die Schaufelzahl n vor und ehe wir weiter gehen können, müssen wir also hierüber etwas Näheres angeben. Herr Bergrath Weisbach hat für die Schaufelzahl eine allgemeine Formel entwickelt, welche darauf beruht, daß zwischen der Radhöhe und dem kürzesten Abstande zweier Radschaufeln ein gewisses, zwischen 2 und 5 liegendes Verhältniß λ stattfinden soll. Da man aber bei dieser Berechnungsweise stets auf Bruchtheile von Schaufeln geführt wird, während die Construction eine wo möglich durch 4 theilbare gerade Zahl von Schaufeln wünschen läßt, so wollen wir hier den umgekehrten Weg einschlagen und die Schaufelzahl im Voraus bestimmen. Wir nehmen demnach an:

für $\nu = 0{,}7$ — für $\nu = 0{,}8$

$n = 32$ — $n = 20$,

indem ersteres Halbmesserverhältniß bei Rädern mit größerem Gefälle, letzteres für solche mit geringerem Gefälle gewählt werden mag. Man erhält alsdann

für $\nu = 0{,}7$ und $n = 32$

$$e = \frac{0{,}02725\,.\,0{,}7}{0{,}191\sqrt{1-0{,}045\,.\,0{,}278}} \cdot \frac{1}{\left(2\pi\sin 16^0\,26' - \frac{22{,}4}{50}\right)} \cdot \frac{\sqrt{Z}}{h}$$

$$= 0{,}07556\,\frac{\sqrt{Z}}{h}$$

und für $\nu = 0{,}8$ und $n = 20$

$$e = \frac{0{,}02725\,.\,0{,}8}{0{,}191\sqrt{1-0{,}008\,.\,0{,}336}} \cdot \frac{1}{(2\pi\sin 16^0\,5' - 0{,}32)} \cdot \frac{\sqrt{Z}}{h}$$

$$= 0{,}07931\,\frac{\sqrt{Z}}{h}.$$

Wenn nun andererseits der geringste Abstand zweier Radschaufeln durch

$$d = \frac{2r\pi\sin\delta}{n} - s$$

$$= \frac{2\pi\sin\delta - 0{,}02\,.\,n\,.\,\nu}{n} \cdot \frac{0{,}191}{\nu}\sqrt{\frac{Z}{h}}$$

gemessen wird, so beträgt derselbe

für $\nu = 0{,}7$ und $n = 32$

$$d = 0{,}01134\sqrt{\frac{Z}{h}},$$

für $\nu = 0{,}8$ und $n = 20$

$$d = 0{,}0172\sqrt{\frac{Z}{h}},$$

und es ergiebt sich also zwischen den Größen e und d

für $\nu = 0{,}7$ für $\nu = 0{,}8$

das Verhältniß

$$\lambda = \frac{0{,}07556}{0{,}01134} \cdot \frac{1}{\sqrt{h}} = \frac{6{,}66}{\sqrt{h}} \qquad \lambda = \frac{4{,}61}{\sqrt{h}},$$

was ungefähr der oben gegebenen Bedingung über die Größe von λ genügen dürfte.

Wir erhalten sonach folgende Constructionsregeln:

$$\left.\begin{array}{ll}
\nu = 0{,}7 & \nu = 0{,}8 \\
Q = 0{,}115\,\frac{Z}{h} & Q = 0{,}115\,\frac{Z}{h} \\
\alpha = 30^0 & \alpha = 30^0 \\
\beta = 90^0 & \beta = 120^0 \\
\delta = 16^0\,26' & \delta = 16^0\,5' \\
r_1 = 0{,}191\sqrt{\frac{Z}{h}} & r_1 = 0{,}191\sqrt{\frac{Z}{h}} \\
r = 0{,}273\sqrt{\frac{Z}{h}} & r = 0{,}239\sqrt{\frac{Z}{h}} \\
e = 0{,}07556\,\frac{\sqrt{Z}}{h} & e = 0{,}07931\,\frac{\sqrt{Z}}{h} \\
u = 83{,}5\,\frac{h}{\sqrt{Z}} & u = 102{,}7\,\frac{h}{\sqrt{Z}} \\
n = 32 & n = 20 \\
n_1 = 24 & n_1 = 20\,.
\end{array}\right\} \quad (10)$$

Da alle diese Größen (soweit sie einer besonderen Berechnung bedürfen) Functionen der Größen Z und h sind, so kann man mit Hilfe dieser Formeln ohne Weiteres die Aufgabe lösen, für ein gegebenes Gefälle eine Turbine von einer gegebenen Pferdestärke zu berechnen, ebenso läßt sich sehr leicht eine numerische Tabelle mit zwei Eingängen entwerfen, aus welcher die Halbmesser, Radhöhen, Umgangszahlen und Aufschlagsmengen abzulesen sind. Da aber überdies diese Formeln logarithmisch geschrieben eine lineare Form annehmen, so kann man auch eine einfache graphische Tabelle construiren, welche auf dem kleinsten Raume eben so viel und noch mehr zu leisten vermag, als eine lange numerische Tabelle, wobei man sich der von Lalanne angegebenen und in der früheren Folge dieser Zeitschrift („Der Ingenieur", 1. Bd., S. 162) beschriebenen Methode bedienen kann.

Auf Tafel 3, Figur 1, ist eine derartige graphische Tabelle verzeichnet, deren unterer Rand die Scala der Pferdekräfte von 3 bis 50 und deren linker Seitenrand die Scala der Gefälle von 1 bis 16 Meter enthält. Beide Scalen sind nach einem logarithmischen Maßstabe angetragen. Ueber diese Tafel sind 2 Systeme von schrägliegenden Transversalen hinweggelegt, wovon das eine am unteren und linken Rande in der Scala der Aufschlagswassermengen und inneren Radhalbmesser endet, während das andere System von Transversalen am oberen und rechten Rande der Tafel in die Scala der Umdrehungszahlen und der Radhöhen einführt.

Wünscht man also zu bestimmen, welches Aufschlagsquantum, welchen Halbmesser, welche Radhöhe und Umgangszahl eine Turbine von 35 Pferdekräften bei 4 Meter Gefälle erhalten müsse, so sucht man erst in der Scala der Pferdekräfte und Gefälle die Theilpunkte 35 und 4 auf, verfolgt ihre Leitlinien bis zum Durchschnitt und geht aus diesem Punkte schräg aufwärts und abwärts in die betreffenden übrigen Scalen ein, indem man sich dabei von dem zugehörigen Systeme von Transversalen leiten läßt. Man findet dabei erstens am unteren Rande die Aufschlagsmenge Q = 1000 Liter, so wie auf der anderen Seite derselben Scala den inneren Radhalbmesser $r_1 = 0{,}567$ Met., wenn man dem steiler ansteigenden Systeme von Transversalen folgt, und wenn man sich dann zweitens durch die weniger stark ansteigenden Schrägen führen läßt, so erhält man in dem Maßstabe außerhalb des rechten Randes der Figur die Umdrehungszahl u = 56,5 und daneben die Radhöhe e = 11,2 Centimeter. Uebrigens sind die letzteren Maßstäbe doppelt beschrieben, indem sie sowohl für das Halbmesserverhältniß $\nu = 0{,}7$, als auch für $\nu = 0{,}8$ gebraucht werden. Obige Angaben gelten für $\nu = 0{,}7$, bei dem Halbmesserverhältniß $\nu = 0{,}8$ erhält man dagegen e = 11,7 Centimeter und u = 70 Umdrehungen pro Minute. Die Rechnung ergiebt fast genau dieselben Resultate.

Es lassen sich aber mit Hilfe der Tabelle noch andere Aufgaben lösen, z. B. die Frage, welche Umdrehungsgeschwindigkeit muß eine Turbine von gegebenem Durchmesser bei einem gegebenen Gefälle erhalten. Sei z. B. der innere Durchmesser 0,4 Meter, der äußere Durchmesser 0,5 Meter und das Gefälle 5 Meter, so geht man erst aus der Scala der Halbmesser bei 0,2 unter 45° aufwärts bis in die Horizontale von 5 in der Scala der Gefälle und aus dem Schnittpunkte geht man parallel zu den flacheren Transversalen aufwärts in diejenige Scala der Umdrehungszahlen, welche dem Halbmesserverhältniß $\nu = 0{,}8$ entspricht. Man findet auf diese Weise ungefähr 220 Umdrehungen.

Will man für eine gegebene Aufschlagsmenge, z. B. 400 Liter, bei unbeschränktem Gefälle eine Turbine von gegebener Stärke, z. B. 20 Pferdekräften, construiren, so kann man aus der Tabelle ablesen, daß man hierzu 5,8 Meter Gefälle braucht u. dergl. mehr.

2. Jonval-Turbinen.

Für die Jonval- oder eigentlich Hentschel'schen Turbinen legen wir ebenfalls die von Herrn Bergrath Weisbach a. a. O., S. 190 gegebene Theorie zu Grunde, bestimmen aber die vortheilhafteste Geschwindigkeit in ähnlicher Weise, wie bei der Fourneyron'schen Turbine.

Es wird nämlich allgemein die Leistung dieses Motors ausgedrückt durch:

$$L = \left[h - (\zeta c^2 + \varkappa c_2^2 + w^2 + w_1^2)\frac{1}{2g}\right] Q\gamma, \quad (11)$$

wenn

c die Geschwindigkeit des Wassers beim Eintritt in das Rad,

c_2 die Geschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus dem Rade,

w die absolute Geschwindigkeit des aus dem Rade tretenden Wassers,

w_1 die Geschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus dem Fallrohre

bedeutet. Vernachlässigt man die letztgenannte Geschwindigkeit und combinirt man die a. a. O. gegebenen Ausdrücke:

$$c = \frac{v \sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)},$$

$$(1 + \varkappa)\, c_2^2 = 2gh + v^2 - 2cv\cos\alpha - \zeta c^2,$$

$$w^2 = v^2 + c_2^2 - 2vc_2\cos\delta,$$

so ergiebt sich

$$c_2^2 = \left(\frac{1}{1+\varkappa}\right)\left[2gh + v^2\left(1 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} - \zeta\left[\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right]^2\right)\right] = \left(\frac{1}{1+\varkappa}\right)(2gh + \psi v^2,$$

wenn man

$$\psi = 1 - \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\left[2\cos\alpha + \zeta\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right]$$

einführt, und

$$w^2 = v^2 + \frac{2gh}{1+\varkappa} + \frac{\psi v^2}{1+\varkappa} - \frac{2v\cos\delta}{\sqrt{1+\varkappa}}\sqrt{2gh + \psi v^2}$$

$$= v^2\left(1 + \frac{\psi}{1+\varkappa}\right) + \frac{2gh}{1+\varkappa} - \frac{2v}{\varphi}\sqrt{2gh + \psi v^2},$$

$$\varphi = \frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos\delta} \text{ setzt.}$$

Es folgt hieraus nach einigen Umformungen:

$$L = \left[\frac{v}{g\varphi}\sqrt{2gh + \psi v^2} - \frac{v^2}{2g} \times \left(1 + \psi + \zeta\left[\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right]^2\right)\right] Q\gamma$$

$$= \left(\frac{v}{g\varphi}\sqrt{2gh + \psi v^2} - 2\chi\frac{v^2}{2g}\right) Q\gamma$$

$$= (v\sqrt{2gh + \psi v^2} - \varphi\chi v^2)\frac{Q\gamma}{\varphi g},$$

wenn man

$$1 + \psi + \zeta\left[\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right]^2 = 2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} = 2\chi \quad \text{setzt.}$$

Dieser Ausdruck wird ein Maximum für

$$\chi\varphi v = \frac{gh + \psi v^2}{\sqrt{2gh + \psi v^2}} = \frac{0{,}5 + \vartheta\psi}{\sqrt{\vartheta + \psi\vartheta^2}},$$

wenn $\frac{v^2}{2gh} = \vartheta$ gesetzt wird, und es ergiebt sich also die zweckmäßigste Geschwindigkeit durch die Gleichung:

$$\frac{v^2}{2gh} = \vartheta = \frac{\chi\varphi - \sqrt{\chi^2\varphi^2 - \psi}}{2\varphi\sqrt{\chi^2\varphi^2 - \psi}}$$

$$= \frac{1}{2\psi}\left(\frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\psi}{\chi^2\varphi^2}}} - 1\right), \quad (12)$$

welche ganz identisch ist mit Gleichung (1) bei der Fourneyron'schen Turbine. Jedoch ist hierbei nicht zu vergessen, daß im vorliegenden Falle die Hilfsgrößen

$$\left.\begin{aligned} \varphi &= \frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos\delta} \\ \chi &= 1 - \frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} \\ \psi &= 1 - \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\left[2\cos\alpha + \zeta\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right] \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

eine etwas andere Form haben, als dort; die Abweichung besteht aber nur darin, daß das Halbmesserverhältniß ν bei der Jonval-Turbine $= 1$ einzuführen ist.

Ueber die Winkelverhältnisse lehrt die Weisbach'sche Theorie, daß

$$\operatorname{cotg}\alpha = \operatorname{cotg}\beta + \frac{1}{\sin\delta} \quad (14)$$

sein müsse. Stellt man sich also die Bedingung, daß

$$\alpha = \delta = 20^0$$

sein solle, so ergiebt sich

$$\operatorname{cotg}\beta = \operatorname{cotg}\alpha - \frac{1}{\sin\alpha} = -\operatorname{tang}\frac{1}{2}\alpha, \text{ also}$$

$$\beta = 90 + \frac{\alpha}{2} = 100^0.$$

Setzt man diese Werthe in obige Hilfsgrößen ein, so wird

$$\varphi = 1{,}116,$$
$$\chi = 0{,}0603,$$
$$\psi = -0{,}9794,$$

und daher erhält man:

$$\frac{v^2}{2gh} = \vartheta = 0{,}467.$$

Nun haben aber Morin's Versuche („Leçons de Mécanique pratique", 2. part., p. 486) ergeben, daß man in der Wirklichkeit nur 92,4 Procent von der theoretischen Geschwindigkeit erhält, und ebenso hat Herr Brückmann („Polyt. Centralbl.", 1849, 17. Liefg.) gefunden, daß die vortheilhafteste Geschwindigkeit

$$v = 0{,}6 \text{ bis } 0{,}63\sqrt{2gh}$$

betrug, man darf also wohl nur setzen:

$$\vartheta = 0{,}38 \text{ und } v = 0{,}62\sqrt{2gh} = 2{,}746\sqrt{h}. \quad (15)$$

Alsdann folgt:

$$c_2 = \sqrt{\frac{1}{1+\varkappa}}\sqrt{2gh+\psi v^2} = \sqrt{\frac{2g}{1+\varkappa}}\sqrt{(1+\psi\vartheta)h}$$
$$= 3{,}335\sqrt{h}$$

und man kann nun weiter zur Bestimmung der Raddimensionen schreiten.

Nimmt man nämlich einen Constructionscoefficienten $\eta = 0{,}7$ an, so bestimmt sich die erforderliche Aufschlagsmenge:

$$Q = \frac{75\,Z}{100\,h} = 0{,}107\frac{Z}{h}. \qquad (16)$$

Nimmt man ferner zwischen der Radweite e und dem mittleren Radhalbmesser r das Verhältniß $\nu = \frac{e}{r}$ dergestalt an, daß

bei kleinen Turbinen $\nu = 0{,}4$ und die Schaufelzahl $n = 18$
" größeren " $\nu = 0{,}2$ " " " " $n = 24$

beträgt, und setzt man die Schaufelstärke $s = \frac{r}{50}$, so läßt sich die Größe der Ausmündungsöffnungen setzen:

$$F_2 = 2r\pi e \sin\delta - nse = 2r^2\pi\nu\sin\delta - \frac{\nu r^2}{50}n$$
$$= (2\pi\sin\delta - 0{,}02\,n)\,\nu r^2,$$

und es ergiebt sich für den mittleren Radhalbmesser der Ausdruck:

$$r = \sqrt{\frac{F_2}{(2\pi\sin\delta - 0{,}02\,n)\,\nu}}.$$

Nun ist andererseits F_2 bestimmt durch die Abhängigkeit:

$$F_2 = \frac{Q}{c_2} = \frac{0{,}107\,Z}{3{,}335\sqrt{h^3}} = 0{,}0321\frac{Z}{\sqrt{h^3}},$$

folglich erhält man für den Radhalbmesser:

$$r = \sqrt{\frac{0{,}0321\,Z}{\left(2\pi\sin\delta - \frac{n}{50}\right)\nu\sqrt{h^3}}}. \qquad (17)$$

Wenn man jetzt die obigen numerischen Werthe einsetzt, so folgt

für $\nu = 0{,}4$ und $n = 18$

$$r = 0{,}2118\sqrt{\frac{Z}{\sqrt{h^3}}};$$

für $\nu = 0{,}2$ und $n = 24$

$$r = 0{,}3101\sqrt{\frac{Z}{\sqrt{h^3}}},$$

und es ist nun möglich, auch die Umgangszahlen zu ermitteln. Denn da im Allgemeinen

$$u = 9{,}548\cdot\frac{v}{r} = \frac{26{,}222\sqrt{h}}{r}, \qquad (18)$$

so folgt für $\nu = 0{,}4$

$$u = \frac{26{,}222}{0{,}2118}\sqrt{\frac{\sqrt{h^5}}{Z}} = 123{,}87\sqrt{\frac{\sqrt{h^5}}{Z}},$$

für $\nu = 0{,}2$

$$u = 84{,}56\sqrt{\frac{\sqrt{h^5}}{Z}}.$$

Es ergeben sich sonach zur Berechnung der Jonval-Turbinen folgende Regeln:

$$\left.\begin{array}{ll}
\nu = 0{,}4 & \nu = 0{,}2 \\
Q = 0{,}107\frac{Z}{h} & Q = 0{,}107\frac{Z}{h} \\
\alpha = 20^0 & \alpha = 20^0 \\
\beta = 100^0 & \beta = 100^0 \\
\delta = 20^0 & \delta = 20^0 \\
n = 18 & n = 24 \\
n_1 = 24 & n_1 = 24 \\
r = 0{,}2118\sqrt{\frac{Z}{\sqrt{h^3}}} & r = 0{,}3101\sqrt{\frac{Z}{\sqrt{h^3}}} \\
e = 0{,}0847\sqrt{\frac{Z}{\sqrt{h^3}}} & e = 0{,}062\sqrt{\frac{Z}{\sqrt{h^3}}} \\
u = 123{,}87\sqrt{\frac{\sqrt{h^5}}{Z}} & u = 84{,}56\sqrt{\frac{\sqrt{h^5}}{Z}}
\end{array}\right\} \qquad (19)$$

Die zu berechnenden Größen Q, r, e und u sind nur Functionen von der Zahl der Pferdekräfte Z und dem Gefälle h, können also ebenfalls in einer Tabelle mit 2 Eingängen übersichtlich zusammengestellt werden. Eine derartige graphische Tabelle giebt Figur 2 auf Tafel 3, welche in der Hauptsache so eingerichtet ist, wie die Tabelle für die Fourneyron'schen Turbinen. Man unterscheidet indessen bei dieser Tabelle 3 Systeme von schrägen Linien, wovon das steilste die Aufschlagsmengen in Litern, das flachste die Umdrehungszahlen und das mittlere die Radhalbmesser angiebt. Ebenso hat man 3 Maßstäbe, nämlich den Maßstab für die Aufschlagsmengen am linken und unteren Rande, zweitens den Maßstab für die Radhalbmesser, welcher neben ersterem steht und doppelte Eintheilung hat, nämlich für das Verhältniß $\nu = 0{,}2$ und für $\nu = 0{,}4$, endlich den Maßstab für die Umdrehungszahlen am oberen und rechten Rande der Figur, welcher ebenfalls doppelt ist. Die Behandlung dieser Tabelle ist ebenfalls wie bei dem Diagramm für die Fourneyron'schen Turbinen.

Will man also die Constructionselemente für eine Jonvalturbine von 10 Pferdekräften und 5 Meter Gefälle daraus entnehmen, so sucht man in den Scalen der Pferdekräfte und Gefälle die Theilpunkte 10 und 5, und sucht den Durchschnitt der entsprechenden Verticalen und Horizontalen. Geht man alsdann aus diesem Punkte unter 45° abwärts in die Scala der Ausflußmengen am linken Rande, so erhält man das erforderliche Aufschlagsquantum $Q = 220$ Liter, geht man dagegen aus demselben Punkte in der Richtung der flacheren Transversalen links hinüber in die Scala der Radhalbmesser, so findet man für $\nu = 0{,}4$ den Radhalbmesser $r = 20$ Centimeter und für $\nu = 0{,}2$ den

Halbmesser r = 29,4 Centimeter, geht man endlich aus obigem Schnittpunkte parallel zu dem flachsten Liniensystem schräg aufwärts in die Scala der Umdrehungszahlen am rechten Rande der Figur, so erhält man für $\nu = 0{,}4$ $u = 290$ und für $\nu = 0{,}2$ $u = 200$ Umdrehungen. Nimmt man also das Verhältniß

$$\nu = 0{,}4$$

an, so ergiebt sich, daß eine 10-pferdige Turbine bei 5 Meter Gefälle erhalten muß:

eine Aufschlagsmenge $Q = 220$ Liter,
einen Radhalbmesser $r = 20$ Centimeter,
eine Kranzbreite $e = 8$ "
eine Umdrehungszahl $u = 290$.

Ferner bestimmt sich nach Obigem:

die Radschaufelzahl $n = 18$
die Leitschaufelzahl $n_1 = 24$
die Schaufelstärke $s = 4$ Millimeter
die Radhöhe $b = e = 8$ Centimeter

die Schaufelwinkel $\begin{cases} \alpha = 20^0 \\ \beta = 100^0 \\ \delta = 20^0 \end{cases}$

es sind sonach alle wichtigeren Constructionselemente bestimmt.

Die Vergleichung zwischen den beiden betrachteten Turbinensystemen zeigt, daß die Jonval-Turbinen kleinere Räder und größere Umdrehungszahlen besitzen, als die Fourneyron'schen Turbinen.

Bei der großen Bequemlichkeit solcher Tafeln wird es für solche Maschinenbauer, denen die im Vorstehenden gemachten Annahmen vielleicht nicht als ganz zweckmäßig anzunehmen erscheinen könnten, eine verhältnißmäßig nur geringe Mühe verursachen, sich andere Tabellen zu construiren. Denn wenn man einmal einen logarithmischen Maßstab der Zahlen von 1 bis 10 construirt hat (man kann sich sehr gut hierzu der sogenannten règle à calcul bedienen), so ergiebt sich das Uebrige fast von selbst. Die Maßstäbe für die Pferdekräfte und Gefälle werden danach abgestochen und dienen zur Verzeichnung des Netzes der Tafel. Sodann berechnet man für jeden anderen Maßstab, z. B. denjenigen der Aufschlagsmengen zu 2 Werthen (z. B. 100 und 1000 Litern) die entsprechenden Pferdekräfte bei zweierlei Gefälle (z. B. 1 und 9 Meter) und ist nun in Stand gesetzt, die den Aufschlagsmengen von 100 und 1000 Litern entsprechenden Transversalen einzuzeichnen. Die weiteren Theilpunkte der Scala der Aufschlagsmengen sind dann am einfachsten durch einen Proportionalmaßstab zu erlangen. Es sind also streng genommen zur Anfertigung jeder Scala nur 4 Berechnungen nothwendig, während die Tabelle alsdann eine zahllose Menge von Resultaten angiebt. Fertigt man sich zu seinen Privatzwecken derartige Tabellen an, so kann man die verschiedenen Systeme von Transversalen durch verschiedene Farben auszeichnen, was die Deutlichkeit ungemein erhöht.

Auf einer zweiten Tafel, welche bald nachfolgen wird, werden die Diagramme für Schottische Turbinen und Tangentialräder gegeben werden.

(Fortsetzung folgt.)

Mittel gegen die Verwüstungen der Gebirgsbäche.

Von

Duponchel.

Die letzten großen Verheerungen in den Cevennen haben wieder in hohem Grade die Aufmerksamkeit der französischen Regierung auf die Mittel gelenkt, durch welche diesen alljährlich in minderem Grade wiederkehrenden Verwüstungen der Gebirgsbäche vorgebeugt werden könne, und das Heft der „Annales des ponts et chaussées" auf die Monate März und April 1857 enthält bezügliche Vorschläge von Duponchel, einem genau mit den dortigen Verhältnissen bekannten ingénieur des ponts et chaussées, welche wir um so mehr der Beachtung für werth halten, als sie mit den von dem Königl. Bayerischen Eisenbahn-Bau- und Betriebs-Ingenieur, Herrn Franz Müller, in seinem soeben erschienenen Werkchen, betitelt: „Die Gebirgsbäche und ihre Verheerungen, wie die Mittel zur Abwendung der letzteren. Landshut 1857. Krüll'sche Universitäts-Buchhandlung," niedergelegten Beobachtungen und Vorschlägen ganz übereinstimmen.

Duponchel theilt die von einem Gebirgsbache durchströmte Gegend in drei Abtheilungen: im obersten Theile des Laufes ist der Gebirgsbach meist zwischen steile Felsen eingeschlossen, zwischen welchen nur einzelne verstreute Gebirgswiesen vorkommen. Im mittleren Theile des Laufes erweitert sich dagegen das Thal, und auf dem in zahlreichen Windungen durchströmten Diluvialboden liegen fruchtbare

Flächen. Im untersten Theile des Laufes, welcher nie über 150 Kilometer Länge hat, gelangt der Bach in die weite Ebene der Küste.

Während im obersten Theile des Laufes keine Mittel zum Schutze angewendet werden und auch nicht angewendet werden können, und während im untersten Theile desselben Uferdämme vollständig ausreichen, um die großen Ebenen gegen Ueberschwemmungen zu schützen, so sind es die fruchtbaren Thäler des mittleren Theiles, welche am meisten durch die Verheerungen der Gebirgsbäche zu leiden haben. Die Anwohner kennen kein anderes Schutzmittel, als gemauerte Uferdeckungen am oberen Ende ihrer Besitzungen, welche den Strom nach dem anderen Ufer weisen, und es entsteht so ein Kampf zwischen den gegenüberliegenden Anwohnern, bis der Strom diese Hindernisse überwindet und zerstört und sich mitten in den bebauten Ländereien ein neues Bett wühlt. Lange Zeit zeigt sodann das Thal nichts, als eine Anhäufung von sterilen Geröllen, bis die Besitzer wieder Muth bekommen, Weiden und andere Ufersträucher zu pflanzen und bis sich in Folge dessen wieder Erdanlagerungen bilden.

Der Lauf des Orb auf 25 Kilometer Länge zwischen Saint-Martin und Poujol kann als Beispiel dienen. Er hat hier ein Gefälle von 4 Meter pro Kilometer und führt zu Fluthzeiten oft 600 Cubikmeter Wasser. Denkt man sich nun diesen Gebirgsbach in einen Wasserlauf von 60 Meter Breite eingeschlossen, so muß das Wasser nach der Theorie bei 2,1 Meter Tiefe mit 4 bis 5 Meter Geschwindigkeit abfließen; welche Uferbauten können einer solchen Strömung Widerstand leisten, wenn Kies schon bei 0,8 Meter und große Gerölle bei 1,5 Meter Geschwindigkeit mit fortgerissen werden? Setzt man auch die Ufer in Mauerung, so wird doch der Boden unterwühlt und bald auch diese Mauerung zum Einsturz gebracht werden.

Die Hauptursache dieser Verheerungen ist nämlich die gewaltige Geschwindigkeit, welche mit dem Widerstande des Bodens in keinem Verhältnisse steht. Es bildet sich natürlich in jedem sich selbst überlassenen Wasserlaufe ein Gleichgewichtszustand zwischen den lebendigen Kräften, welche durch seine Wasserführung, sein Gefälle und den Widerstand des Bettes hervorgerufen werden. Ist der Wasserstand gering, so wird das überflüssige Gefälle durch die zahllosen Windungen aufgezehrt, welche der Bach in seinem Bette durchläuft; bei Hochwasser sucht der Strom aber den geraden Weg, und die beträchtlich gesteigerte Geschwindigkeit muß sich selbst zerstören, indem sie die Gerölle des Flußbettes aufwühlt und fortführt, die Ufer angreift und auswäscht, Bäume entwurzelt u. s. w.

Uferdämme, welche den Stromlauf nur regelmäßiger machen, ohne die Geschwindigkeit des Wassers zu brechen, können daher im letzteren Falle nur schädliche Wirkungen haben. Dagegen giebt es ein aus anderen Gründen oft genug angewendetes Mittel, um diese Geschwindigkeit abzuschwächen, nämlich die Wehre.

Ein Wehr, welches hoch genug ist, um bei Fluthwasser nicht überfluthet zu werden, vernichtet ohne allen sonstigen Nachtheil einen großen Theil der Geschwindigkeit des senkrecht darüber abstürzenden Wassers, und der zu erwartende günstige Erfolg der Wehre ist nicht blos Folgerung der Theorie, sondern zahlreiche Beobachtungen im Departement des Hérault, wo aus industriellen Zwecken mannichfache Wehre angelegt worden sind, beweisen die Richtigkeit dieser Ansichten.

Im Thale der Lergue, eines Nebenflusses des Hérault, sind z. B. auf eine Länge von 6 Kilometer alle Gefälle auf- und abwärts von Lodève benutzt und auf dieser Strecke sind die Ufer bis zum Sommerwasserstande hinab trefflich angebaut, während unterhalb des letzten Wehres bis zur Einmündung in den Hérault kein Fleckchen cultivirbarer Boden zu finden ist.

Noch frappanter wiederholt sich diese Erscheinung am Jaur, wo in der Gegend der Etablissements von Saint-Pons, Riols und Premian auf 8 Kilometer Länge alle Gefälle wohl benutzt und die anliegenden Ländereien so schön berast sind, daß sich im Sommer selbst die vortretenden Felsblöcke mit Kräutern und Rasen bedecken, während unterhalb Premian bis zum Zusammenfluß mit dem Orb nur unfruchtbares Gerölle getroffen wird.

Dasselbe beobachtet man endlich auch in der Nähe der erst seit wenig Jahren am Orb entstandenen Etablissements von Bedarieux, denn obgleich mehrere der dortigen Wehre keine genügende Höhe haben, und obgleich dazwischen noch freie Gefälle liegen, so nimmt das Flüßchen doch ein immer festeres Bette an, die Ufer bedecken sich immer mehr mit Wiesen und es verschwindet immer mehr von den mit Geschiebe bedeckten Flächen, während in frappantestem Contrast die Ebenen von Bousquet oberhalb und diejenigen von Poujal unterhalb öde und unfruchtbar bleiben und sich der Fluß daselbst bei jedem Hochwasser ein neues Bette gräbt.

Aber ungeachtet dieser Beobachtungen trachtet man nicht nur nicht darnach, die Gebirgsflüsse durch Wehre zu reguliren, sondern man hört sogar bei jedem Gesuch um Anlegung eines Wehres einen Sturm von Reclamationen anwohnender Grundbesitzer losbrechen, welche große Nachtheile davon voraussehen, ja es ist dieses Vorurtheil so eingewurzelt, daß sogar die Behörden nur mit Widerstreben darein willigen und durch Einschränkung der Höhe oder durch Vorschrift beweglicher Wehre den erwarteten Nachtheilen möglichst vorzubeugen suchen.

Man wird freilich zunächst einwerfen, daß ein hohes Wehr einen Theil der oberhalb gelegenen Ländereien überschwemmen müsse und also das Uebel nur vergrößern könne,

aber einestheils bestehen diese unter Wasser gesetzten Ländereien meist nur aus unfruchtbarem Geschiebe und dann bilden sich sogleich mit dem ersten Hochwasser in Folge der bedeutend langsameren Bewegung des Wassers bedeutende Anschwemmungen, welche bald die Ufer erhöhen, indem sie eine Lage fruchtbaren Schlammes dort absetzen, was man noch durch Weidenpflanzungen sehr beschleunigen kann.

Duponchel fordert daher seine Collegen im Wasserbaufach auf, eben solche Daten zu sammeln, um auf Grund derselben Modificationen der gesetzlichen Vorschriften über die Anlage von Wehren beantragen zu können, indem er überzeugt ist, daß dieses Mittel ganz sicher zum Resultate führe und daß sich überall leicht Personen finden würden, welche gegen Ueberlassung der urbar gemachten Ländereien solche Wehre anlegen würden. Gewinnt man doch zugleich fruchtbaren Schlamm, Wasser zum Wiesenwässern und benutzbare Gefälle, während man den Zerstörungen der Gebirgsflüsse vorbeugt!

Die oben bereits citirte Schrift von Herrn F. Müller, welche ebenfalls das Ergebniß vieljähriger Beobachtungen im oberen Theile von Schwaben, in den Allgäu-Gebirgen, wie in Tirol, Vorarlberg und der Schweiz ist, und besonders durch eine auf Aufforderung der Regierung von Schwaben und Neuburg unternommene Untersuchung und Begutachtung der bedrohten Gebirgsthäler und Dörfer bei Immenstadt und Sonthofen veranlaßt worden ist, führt ebenfalls auf das Ergebniß, daß zunächst Thalsperren am wirksamsten sein werden, behandelt aber diesen Gegenstand weit gründlicher und giebt auch verschiedene billige Constructionsmethoden an, wie derartige Thalsperren auszuführen seien.

Nach den Erfahrungen Herrn Müller's sind erst seit 9 bis 10 Jahren, aber seitdem in immer steigender Menge, größere Kiesmassen aus den Schluchten der von ihm bewohnten Gebirgsgegenden hervorgebrochen, und zwar in Folge der zu weit getriebenen Abforstung. Gründliche Abhilfe ist nur von der Wiederaufforstung zu erwarten, aber damit dieselbe vor sich gehen, und damit die betreffenden Thäler in der Zwischenzeit gegen diese Verheerungen geschützt werden können, räth Herr Müller, gestützt auf langjährige Erfahrungen, alles Augenmerk auf

1. die Anlage von Thalsperren;
2. die Befestigung der Seitenwände von Bergschluchten;
3. die Anlage künstlicher Gerinne durch die vorhandenen Schuttkegel;
4. die Entwässerung der Wände der Bergschluchten und deren nächster Umgebungen

zu verwenden, indem durch Erstere ein Depot für die Ablagerung der Kieslawinen gewonnen, durch die Entwässerung und Befestigung der Seitenwände die Häufigkeit der Abrutschungen gemindert, endlich durch die künstlichen Gerinne dem Fortreißen der bereits an den Ausmündungen der Bergthäler abgelagerten Schuttmassen vorgebeugt werden kann.

Die angegebenen Mittel sind bereits erprobt, und die durch 6 lithographirte Tafeln versinnlichten Constructionen und Verwahrungen sind so gewählt, daß sie billig und doch dauerhaft genug sind, um den gesuchten Schutz so lange zu gewähren, bis der wieder herangewachsene Wald sie überflüssig macht.

Am Schlusse seiner empfehlenswerthen Abhandlung bringt Herr Müller noch einige Betrachtungen über Gebirgsflüsse, über welche auch Duponchel sich noch, wie folgt, verbreitet.

Da bei reißenden Gebirgsflüssen vom Einbau der Wehre abgesehen werden muß, so glaubt man keinen anderen Schutz, als Uferdämme anwenden zu können, aber hierdurch werden die Ursachen der Ueberschwemmungen, welche oben angegeben wurden, nicht gehoben. Diese Dämme gewähren allerdings gegen die gewöhnlichen Anschwellungen der Flüsse Schutz, vor ungewöhnlich hohen Anschwellungen schützen sie aber nicht, werden vielmehr zerstört, und lassen sodann die anstürmenden Fluthen sich mit um so heftigerer Gewalt über die dahinter liegenden Ländereien ergießen. Gesetzt aber, man könnte Dämme von hinreichender Solidität und Höhe aufführen, um selbst die höchsten Fluthen aufzunehmen und in einem künstlichen Canale abzuführen, so wird dies zur Folge haben, daß die mit fortgerissenen Geschiebe allmälig das Bette erhöhen werden und daß die Gefahr der Durchbrechung und Ueberfluthung der Dämme immer mehr wachsen wird, wie es jetzt für die vom Po durchströmten Ebenen der Lombardei der Fall ist.

Duponchel glaubt daher, daß es vortheilhafter sein werde, wenn man diese Dämme weniger hoch mache, sodaß sie zwar bei gewöhnlichem Hochwasser Schutz gewährten, aber bei noch stärkerem Anschwellen mittelst besonderer Ueberfälle ein regelmäßiges Uebertreten des Flusses gestatten, welches weniger verheerend wirken werde, als die jetzigen Dammbrüche. Durch höhere, mit Schleußen versehene Querdämme, welche sich an Erstere anschlößen, könne man die Geschwindigkeit des Stromes so vermindern, daß er nur wenig Beschädigungen verursachen werde.

Ueberhaupt dürfte man nicht das Unmögliche erstreben wollen, die Ueberschwemmungen abzuhalten, sondern man müsse nur dahin trachten, diese Wassermassen in bestimmter Weise zu leiten und ihre reißende Geschwindigkeit zu moderiren.

Der Akademie der Wissenschaften in Paris ist neuerdings eine interessante Abhandlung von Dausse überreicht worden, welche wir später ausführlich mittheilen zu können hoffen, und aus welcher wir hier nur eine einschlagende Stelle mittheilen wollen.

Es ist ebenfalls von den Mitteln die Rede, welche zu ergreifen seien, um den Ueberschwemmungen großer Ströme und beispielsweise der Rhone vorzubeugen.

Das mittlere Gefälle der Rhone zwischen der Einmündung des Ain und der Ortschaft Thil, einer von Bergen eingegrenzten Flußstrecke, beträgt 0,645 Meter pro Kilometer, wogegen es in der weiten Ebene von Miribel zwischen Thil und Lyon, wo der Fluß bei Hochwasser 3 Kilometer Breite annimmt, bis auf 0,932 Meter pro Kilometer steigt. Dieser scheinbare Widerspruch, der sich übrigens gesetzmäßig bei allen Gebirgsflüssen wiederholt, nämlich, daß dieselben bei den Erweiterungen ihres Bettes ein stärkeres Gefälle haben, als in den Stromengen, erklärt sich durch die Theorie, denn nach der Formel über die Bewegung des Wassers in Canälen und Flüssen*) wächst die Geschwindigkeit des Wassers in den engeren Flußstrecken wie die Quadratwurzel aus dem Verhältniß zwischen dem Stromquerschnitte und Bettumfange, und dieses Verhältniß wird um so größer, je enger das Flußbette wird. Aus dieser vermehrten Geschwindigkeit folgt aber, daß die Materialien des Bettes aufgewühlt, mit fortgerissen und thalabwärts abgesetzt werden müssen, bis sich das Gefälle so vermindert hat, daß die Geschwindigkeit wieder wie anfangs ist.

Wollte man nun die Rhone oberhalb der Stadt Lyon bis nach Thil hin auf 13000 Meter Länge mit Uferdeichen einfassen, sodaß ein 208 Meter breiter Canal dazwischen gebildet würde, so würde, falls das Rhonebette durchgängig aus gleichen Geschieben bestünde, bei dem ersten Hochwasser der Strom, in Folge seiner vermehrten Geschwindigkeit, das Bette anzugreifen anfangen und es so vertiefen, daß das Gefälle dieser Geschwindigkeit entspräche. Das Strombette würde also ungefähr dasselbe Gefälle erhalten, wie zwischen den Deichen von Lyon, nämlich 0,7 Meter pro Kilometer, statt daß es gegenwärtig 0,932 Meter Gefälle besitzt. Die Vertiefung würde dann bei 1 Kilometer Entfernung oberhalb Lyon $0{,}932 - 0{,}7 = 0{,}232$ Meter und bei 13 Kilometer Entfernung oberhalb Lyon, also bei Thil, $13 . 0{,}232 = 3{,}016$ Meter betragen, sodaß die solidesten Dämme unterwaschen und zerstört werden würden, wie es ja an unzähligen Stellen vorgekommen ist, ohne daß man den Grund dieser Erscheinung gehörig eingesehen hat.

Als Schutzmittel schlägt daher Dausse nicht Uferdämme, sondern rechtwinkelige Einbaue (digues orthogonales) vor, welche zwar die Ueberschwemmungen nicht hindern, aber Colmationen hervorrufen oder zum wenigsten nur solche Auswaschungen erzeugen werden, welche dem ursprünglichen Strombette parallel bleiben. Die Anwendung dieses Systems würde keine, oder doch nur eine unerhebliche Erhöhung der Ueberschwemmungen zur Folge haben, und wenn die Zwischenräume durch Colmationen ausgefüllt wären, so würde man allmälig zur Eindeichung eines niedrigeren Bettes schreiten, zu dessen beiden Seiten man breite Streifen lassen würde, welche durch Erdaufwürfe von geringerer Höhe als die Hochwasserstände begrenzt wären. Im Vergleich zu den Verhältnissen bei hohen Dämmen findet alsdann Duponchel, daß sich die Höhe der Ueberschwemmungen in Lyon von 4,25 Meter auf 3,5 Meter reduciren lassen werde.

Vollzöge man dann ferner die Eindeichung der Rhone unterhalb der Einmündung der Saone bei Irigny auf 7300 Meter Länge, so würden durch die dort hervorgerufene Auswühlung des Bettes die Hochwasserstände bei Lyon noch um 0,9 Meter erniedrigt werden können.

*) Die Weisbach'sche Formel lautet:

$$c = \sqrt{\frac{F}{\zeta l p} . 2gh},$$

worin c die Geschwindigkeit, F den Querschnitt, p den eingetauchten Umfang, h das Gefälle, l die Länge, $\zeta = 0{,}00749 \left(1 + \frac{0{,}05853}{c}\right)$ den Widerstandscoefficienten für Metermaß bedeutet.

Vorzüge der gepflasterten Chausseen vor den macadamisirten.

Nach

Charié-Marsaines.

Es ist zwar eine viel besprochene Frage, ob den gepflasterten oder den macadamisirten Chausseen der Vorzug gebühre, doch ist dieselbe gegenwärtig weniger ventilirt worden, einmal, weil man vor allen Dingen die Vermehrung der Verkehrswege für nützlich erachtete und daher dem letzteren System, als dem billigern, den Vorzug einräumte, und dann, weil man sich in letzterer Zeit wesentlich mit Verbesserungen in der Unterhaltung der Chausseen beschäftigt hat.

Die „Annales des ponts et chaussées, 2. cah. de 1857“, enthalten neuerdings interessante Beiträge über obige Frage, welche von dem Oberinspector des Straßen- und Brückenbaues, M. Charié-Marsaines, in einem der

industriellsten Departements Frankreichs, im Departement du Nord, gesammelt worden sind, und deren Resultat um so beachtenswerther ist, als der Berichterstatter erklärt, daß er mit ganz entgegengesetzten vorgefaßten Meinungen an die Vergleichung gegangen sei. Dieses Resultat ist nämlich, daß den gepflasterten Straßen der Vorzug gebührt,

1. weil sie sich stets in einem besseren Zustande befinden, als die macadamisirten Straßen;

2. weil sie einen geringeren Unterhaltungsaufwand verursachen;

3. weil sie stärkere Frachten gestatten.

Was erstens den Zustand der Straße anlangt, so wird wohl allgemein zugegeben werden, daß es bei starkem Verkehr weit schwieriger sein wird, eine Schotterstraße immer in gutem Zustande zu erhalten, als eine gepflasterte, welche sich zwar härter fahren mag, als erstere, aber selbst im Winter und bei feuchter Witterung schwere Ladungen gestattet, während dieselben auf Schotterstraßen zu solchen Zeiten sehr reducirt werden müssen. Namentlich fällt dieser Umstand bei dem lehmigen Boden und feuchten Climat des Departement du Nord in die Wagschale, wo wegen der ausgebreiteten Zucker- und Spiritus-Fabrikation gerade in den Wintermonaten vom October bis zum April eine sehr rege Zufuhr von Runkelrüben stattfindet.

Ueber den Unterhaltungsaufwand geben folgende, auf die fünfjährige Periode vom 1. Januar 1850 bis zum 31. December 1854 bezügliche Angaben näheren Aufschluß. Es betrugen im Mittel die Unterhaltungskosten pro Kilometer:

	gepflastert	macadamisirt	Verhältniß
bei kaiserlichen Straßen . .	612,80 Frcs.	1226,00 Frcs.	1 : 2
„ departementalen Straßen	423,37 „	586,25 „	1 : 1,385
„ frequenten Vicinalstraßen	422,65 „	517,75 „	1 : 1,225

Es geht hieraus hervor, daß die gepflasterten Straßen vergleichsweise um so billiger in der Unterhaltung sind, je frequenter sie sind. Bei den Vicinalstraßen erklärt sich der höhere Aufwand auch dadurch, daß sie sehr schmal, meist nur 3 Meter breit sind, daß also die Wagen immer in denselben Gleisen fahren müssen, doch zeigt sich auch bei diesen weniger frequenten Straßen noch eine sehr beträchtliche Ersparniß an Unterhaltungsaufwand.

Bezüglich der zulässigen Ladungen wurden keine Beobachtungen mit dynamometrischen Apparaten angestellt, sondern die in nachstehender Tabelle zusammengestellten Angaben sind theils durch Aussagen der Fuhrleute und Bauern, theils durch Nachwiegen der Ladungen und Wägen während des Jahres 1854 gewonnen worden. Die tägliche Arbeitszeit des Pferdes ist zu 10 Stunden angenommen.

Vergleichende Zusammenstellung über die zulässigen Belastungen.

Arrondissement	Gepflasterte Straßen.								Macadamisirte Straßen.							
	Winter				Sommer				Winter				Sommer			
	Gewicht			Geschwindigkeit pro Stunde	Gewicht			Geschwindigkeit pro Stunde	Gewicht			Geschwindigkeit pro Stunde	Gewicht			Geschwindigkeit pro Stunde
	netto	des Wagens pro Pferd	brutto		netto	des Wagens pro Pferd	brutto		netto	des Wagens pro Pferd	brutto		netto	des Wagens pro Pferd	brutto	
	Kilogr.	Kilogr.	Kilogr.	Kilometer	Kilogr.	Kilogr.	Kilogr.	Kilometer	Kilogr.	Kilogr.	Kilogr.	Kilometer	Kilogr.	Kilogr.	Kilogr.	Kilometer
Dünkirchen . . .	1300	400	1700	3,4	1300	400	1700	3,8	800	400	1200	3,2	1100	400	1500	3,4
Lille	1550	550	2100	3,2	1550	550	2100	3,2	900	550	1450	3,2	1250	550	1800	3,2
Douai	1500	550	2050	3,0	1500	550	2050	3,0	—	—	—	—	—	—	—	—
Valenciennes . .	1225	450	1675	3,0	1500	450	1950	3,0	1075	450	1525	3,0	1400	450	1850	3,0
Cambrai	1300	500	1800	3,2	1500	500	2000	4,0	700	500	1200	3,0	1000	500	1500	3,8
Avesnes	965	320	1285	4,0	1020	320	1340	4,0	780	320	1100	3,0	955	320	1275	4,0
für alle 6 Summe	7840	2770	10610	19,8	8370	2770	11140	21,0	4255	2220	6475	15,4	5705	2220	7925	17,4
für alle 6 Mittel	1306	462	1768	3,3	1395	462	1857	3,5	851	444	1295	3,08	1141	444	1585	3,48
für die 5 ersten Arrond. Summe	6875	2450	9325	15,8	7350	2450	9800	17,0	3475	1900	5375	12,4	4750	1900	6650	13,4
für die 5 ersten Arrond. Mittel	1375	490	1865	3,16	1470	490	1960	3,4	869	475	1344	3,1	1187	475	1662	3,35

Wegen der sogleich in die Augen fallenden großen Differenz der Ergebnisse für das Arrondissement Avesnes von den übrigen, welche im Mittel ein 1,366 mal so großes Resultat zeigen, ist bei Aufsuchung der Mittelwerthe dieses Arrondissement einmal beigefügt und einmal ausgeschlossen worden. Es erklärt sich aber diese Abweichung aus der sehr bergigen Natur dieses Districtes gegenüber den sehr ebenen Straßen der übrigen Arrondissements.

Berechnet man auf diesen Grundlagen die stündliche Nutzleistung eines Pferdes, so erhält man im Mittel für die fünf ersten Arrondissements:
im Winter bei gepfl. Straße 1375 . 3160 = 4345000 Kil.-M.
" Sommer b. macad. Straße 869 . 3100 = 2693900 " "
was sich wie 1,613 : 1 verhält.

Folgendes Täfelchen giebt nun weitere Vergleichung:

Arrondissement	Jahreszeit	Gepflasterte Straße	Macadamisirte Straße	Verhältniß
		Kilogrammeter	Kilogrammeter	
die fünf ersten Arrondissements	Winter	4 345000	2 693900	1,613 : 1
	Sommer	4 998000	3 976460	1,257 : 1
Arrondissement von Avesnes	Winter	3 860000	2 340000	1,649 : 1
	Sommer	4 080000	3 820000	1,068 : 1
das ganze Departement . .	Winter	4 309800	2 621080	1,644 : 1
	Sommer	4 882500	3 970680	1,229 : 1

Es zeigt sich sonach

1. durchgängig ein ziemlich gleiches Verhältniß zwischen der Winterleistung in allen Arrondissements, und zwar ist die Leistung auf gepflasterten Straßen ungefähr 60 Procent besser, als auf Schotterstraßen,

2. daß auch die Sommerleistung auf gepflasterten Straßen um 6,8 bis 25,7 Procent besser ist, als auf macadamisirten Chausseen.

Aehnliche Resultate sind auch bereits von anderen Beobachtern gefunden worden. So hat nach Schwilgué („Annales des ponts et chaussées", 1832, p. 219) ein Pferd an einem gewöhnlichen Lastwagen im Monat December 1827 auf gepflasterter Straße eine tägliche Leistung von

28 800000 Kilogrammetern,

auf macadamisirter Straße aber nur

19 800000 Kilogrammeter

Leistung ergeben, und im Monat November leistete ein Pferd an der Diligence

auf gepflasterter Straße 19 080000 Kilogrammeter
" macadamisirter " 12 144000 " " "

Die ersteren Leistungen verhalten sich wie

1,454 : 1,

die zweiten wie

1,571 : 1.

Navier setzt ebenfalls die Last, welche ein Pferd auf macadamirsirter Straße zu ziehen vermag, mit 1000 Kilogr. und diejenige, welche es auf gepflasterter Straße fortbringt, mit 1600 Kilogrammen an, statuirt also zwischen beiden Leistungen fast genau dasselbe Verhältniß, welches Charié-Marsaines beobachtet hat.

Die Abnutzung von Geschirr und Wagen könnte endlich noch den Ausschlag geben. In dieser Beziehung sind die Beobachtungen und Erfahrungen weit weniger zuverlässig, häufig sogar widersprechend. So giebt man die Dauer des Geschirres im Arrondissement Dünkirchen auf gepflasterten Straßen zu 6 Jahren, und auf geschütteten Straßen nur zu 5 Jahren an, wogegen man im Arrondissement Lille auf ersteren Straßen eine um 10 Procent höhere Abnutzung, als bei den letzteren beobachtet hat. Im Arrondissement Valenciennes hat man keinen Unterschied wahrgenommen, dagegen in demjenigen von Cambrai bei den macadamisirten Straßen 25 Procent mehr Abnutzung.

Die Abnutzung der Wagen ist bei gepflasterten Straßen größer, als bei Schotterstraßen, und zwar rechnet man im Arrondissement Dünkirchen auf ersteren Straßen die Dauer eines Wagens nur auf 7 Jahr, während sie auf macadamisirten Wegen 9 Jahre dauern; im Arrondissement Lille ist das Verhältniß wie 5 : 6 und im Arrondissement Valenciennes über die Abnutzungszeit der Radreife das Verhältniß 2 : 3 beobachtet worden, wogegen man im Arrondissement Cambrai den Unterhaltungsaufwand der Wagen auf macadamisirten Straßen um 25 Procent höher schätzt, als auf gepflasterten.

Ueber die Dienstzeit der Pferde ist es noch weniger gelungen, sichere Angaben zu erlangen, doch scheinen nach den Erfahrungen im Arrondissement Cambrai bei den Posten die Schotterstraßen ungünstig zu sein, da sie staubiger sind, was Lungenkrankheiten veranlaßt. Man gelangt zu demselben Resultate, wenn man mit Zuhilfenahme der Morin'schen Beobachtungen über den Widerstand, welchen die Fuhrwerke auf verschiedenen Straßen finden, berechnet, wie groß

die wirkliche tägliche Leistung dieser Thiere ist. Es ergiebt sich nämlich aus der weiter oben gegebenen Tabelle, daß ein Pferd in 10 Stunden leistet:

im Winter	auf gepflasterter Straße = 58 934000 Kilogrm.	1865 . 3,16 . 10
	auf macadamisirter Straße = 41 644000 Kilogrm.	1344 . 3,10 . 10
im Sommer	auf gepflasterter Straße = 66 640000 Kilogrm.	1960 . 3,4 . 10
	auf macadamisirter Straße = 55 677000 Kilogrm.	1662 . 3,35 . 10

Nach Morin's Versuchen über den Widerstand der Fuhrwerke ist aber das Verhältniß zwischen dem wirklich ausgeübten Zuge und der Last:

im Winter	für gepflasterte Straßen	0,022
	„ macadamisirte „	0,053
im Sommer	„ gepflasterte „	0,017
	„ macadamisirte „	0,0215 .

Multiplicirt man also vorstehende Leistungen mit diesen Coefficienten, so findet man die vom Pferde wirklich geleistete Arbeit und diese beträgt:

im Winter	auf gepflasterter Straße	1 296548 Kilogrm.
	„ macadamisirter „	2 207132 „
im Sommer	„ gepflasterter „	1 132880 „
	„ macadamisirter „	1 197055 „

Im Sommer ist zwar die Differenz der Arbeiten gering, im Winter beträgt sie jedoch circa $^3/_4$, und nimmt man das Mittel für das ganze Jahr, so zeigt sich, daß das Pferd auf Schotterstraßen $^7/_5$ mal so viel Anstrengung erfährt, als auf gepflasterten, und es läßt sich folglich auch schon aus diesem Grunde eine kürzere Dienstfähigkeit erwarten.

Aus der obigen Tabelle läßt sich zugleich die Leistung der Pferde ableiten. Legt man die Mittelwerthe aus den fünf ersten Arrondissements zu Grunde, so erhält man für die tägliche Leistung eines Pferdes:

im Winter	auf gepflasterter Straße = 43 450000 Kilogrm.	1375 . 3,16 . 10
	auf macadamisirter Straße = 26 939000 Kilogrm.	869 . 3,10 . 10
im Sommer	auf gepflasterter Straße = 49 980000 Kilogrm.	1470 . 3,40 . 10
	auf macadamisirter Straße = 39 764000 Kilogrm.,	1187 . 3,35 . 10

was im Winter im Mittel . 35 194500 Kilogrammeter
„ „ Sommer „ „ . 44 872250 „ „
überhaupt für das ganze Jahr 40 033375 „ „
ergiebt.

Wenn man hiermit andere Angaben vergleicht, z. B. die von Navier herrührende und auch in Morin's Aide-mémoire übergegangene Angabe von 27 720000 Kilogrammeter, so muß man sich fragen, ob auch letztere Angabe auf richtigen Beobachtungen beruhe, und worin diese große Differenz begründet sein könne. Die oben citirten Beobachtungen von Schwilgué, welche im Mittel für den Monat December die Leistung eines Lastpferdes zu 24 300000 Kilogrammeter ergeben, bestätigen aber die Navier'sche Angabe vollständig, denn da nach Obigem die Sommerleistung ungefähr $^9/_7$ mal so hoch als die Winterleistung ist, so folgt hieraus eine mittlere jährliche Leistung von

$$\frac{^9/_7 \,.\, 24\,300000 + 24\,300000}{2} = 27\,771430 \text{ Kilogrammeter,}$$

welche fast genau mit Morin's Angabe stimmt.

Es beruht sonach die höhere Leistung der Lastpferde im Departement du Nord wohl nur auf der kräftigeren Race und auf der geringen Steigung der dortigen Straßen.

Vorstehende Notiz über die Erfahrungen bei dem Lastfuhrwerk im Departement du Nord führt also zu folgenden Schlußfolgerungen:

1. Die Unterhaltungskosten der gepflasterten Straßen sind bei kaiserl. Straßen um 50 Procent, bei Departementalstraßen um 30 Procent und bei Vicinalstraßen um 20 Procent geringer, als diejenigen der Schotterstraßen.

2. Auf gepflasterten Straßen brauchen die Ladungen selbst im Winter nur etwa um 10 Procent geringer genommen zu werden, als im Sommer; während auf macadamisirten Straßen dieser Unterschied mehr als 30 Procent beträgt.

3. Ueberhaupt können auf gepflasterten Straßen die Ladungen im Sommer um 25 Procent und im Winter um 60 Procent schwerer genommen werden, als auf Schotterstraßen.

4. Die Anstrengung der Pferde ist auf Schotterstraßen im Sommer um 5 bis 6, im Winter um circa 70 und im jährlichen Mittel um 50 Procent größer, als auf gepflasterten Straßen.

Es dürfte hieraus wenigstens so viel abzunehmen sein, daß die Abänderung gepflasterter Straßen in macadamisirte eine Maßregel ist, mit welcher man erst nach gründlicher Erwägung vorgehen sollte.

Curven mit ungleichen Tangenten.

Von

Endrés.

(Hierzu Tafel 1, Figur 13 bis 15.)

Bei Absteckung der Curven, welche zwei geradlinige Bahnstrecken in einander überführen sollen, wird gewönlich blos die Bedingung gestellt, daß der Halbmesser des verbindenden Kreisbogens nicht unter eine gewisse Minimalgröße hinabgehe. Hierbei wird die Voraussetzung gemacht, daß die Tangentenlänge zwischen dem Berührungspunkte und den Schnittpunkten auf beiden Seiten gleich angenommen werde, und man findet oft nicht geringe Schwierigkeiten bei einer derartigen Feststellung der Curven.

Wenn es aber nicht möglich ist, diese Tangentenlängen gleich anzunehmen, so wendet man als Uebergangscurven die Parabel an, deren Construction schon ziemlich complicirt ist, und es ist in diesem Falle weit bequemer, die Construction mittelst zweier Kreisbögen von verschiedenem Halbmesser auszuführen, worüber Endrés in den „Annales des ponts et chaussées", 1856, Janv. et Févr., ausführliche Anleitung giebt. Wir lassen nachstehend einen Auszug aus dieser Abhandlung folgen, indem das angegebene Verfahren vielfache Anwendungen gestattet.

Die allgemeine Aufgabe ist folgende:

Zwei gerade Linien sind durch tangirende Kreisbögen an zwei Punkten zu verbinden, welche in ungleichen Abständen von dem Durchschnittspunkte der geraden Linie liegen.

Diese Aufgabe enthält eine Unbestimmtheit, welche es nöthig macht, daß man den einen der beiden Halbmesser willkürlich annehmen muß, wenn man die Lösung durch Construction vornimmt.

Seien SA und SB (Tafel 1, Figur 13) die beiden zu verbindenden Tangenten, A und B die beiden Berührungspunkte, so müssen die Mittelpunkte der beiden Kreisbögen auf den in A und B errichteten Normalen AO und BO′ liegen. Nimmt man nun zunächst den einen Halbmesser an, z. B. AO, so muß der Mittelpunkt des zweiten Kreisbogens in einer geraden Linie MO liegen, welche durch den Punkt M, wo sich die beiden Kreisbögen innerlich berühren und durch den Mittelpunkt O des gegebenen Bogens hindurchgeht und muß vom Punkte M und dem zweiten Berührungspunkte B gleichweit entfernt sein. Trägt man daher auf der Normale in B die Länge BO′ = BO an, so muß der Mittelpunkt des zweiten Bogens auch gleichweit von O und O′ entfernt sein, und wenn man diese beiden Punkte durch eine Gerade OO′ verbindet, dieselbe in P halbirt und ein Perpendikel in P errichtet, so wird der Durchschnittspunkt C dieser Normalen mit dem verlängerten Perpendikel BO′ der Mittelpunkt des gesuchten Kreisbogens sein. Beschreibt man also aus O und C mit den Halbmessern OA und CB Kreisbögen, so werden dieselben nicht nur die Tangenten SA und SB in den Punkten A und B tangiren, sondern sich auch gegenseitig in dem Punkte M innerlich berühren.

Die Aufgabe ist sonach durch Construction gelöst, es ist jedoch noch darauf aufmerksam zu machen, daß mit demselben Halbmesser AO noch eine zweite Lösung möglich ist. Verlängert man nämlich AO bis zum Durchschnitt C′ mit dem Perpendikel PC, so ist C′ der Mittelpunkt eines Kreises, welcher an den Graden SA in A tangirt und in M′ eine innere Berührung mit einem Kreisbogen BM′ giebt, dessen Halbmesser O′M′ gleich AO ist und welcher die Tangente SB seinerseits in B tangirt. Diese zweite Lösung ist, wie die Figur zeigt, ohne Werth für die gestellte Aufgabe und soll hier nur im Vorbeigehen mit bemerkt werden.

Ein zweiter Fall ist die S-förmige Ueberführung aus einer Tangente in die andere.

In gebirgigen Gegenden kommt es vor, daß eine rückkehrenden Curve angewendet werden muß, um aus einer geradlinigen Bahnrichtung in die andere überzuführen, wenn auch im Allgemeinen diese Art von Curven möglichst zu vermeiden ist. Dieser Fall unterscheidet sich von dem Vorigen dadurch, daß die Berührung der beiden Kreisbögen eine äußerliche und keine innerliche ist.

Bei der Construction (Fig. 14) trägt man denn auch die Länge BO′ = AO auf der Normalen in B nicht nach Innen, sondern nach Außen an, verfährt aber im Uebrigen genau so wie vorher. Man verbindet also die beiden Punkte O und O′ durch eine gerade Linie, halbirt dieselbe in P, errichtet daselbst einen Perpendikel PC und sucht dessen Durchschnitt C mit dem verlängerten Perpendikel O′B, so giebt C den Mittelpunkt und CB den Halbmesser des zweiten Kreisbogens. Der mit AO um den Mittelpunkt O beschriebene Kreis tangirt die Gerade SA in A und den mit dem Halbmesser BC um den Punkt C beschriebenen Kreis äußerlich in M, endlich tangirt der letztere Kreis die Gerade SB im Punkte B. Der Berührungspunkt M der

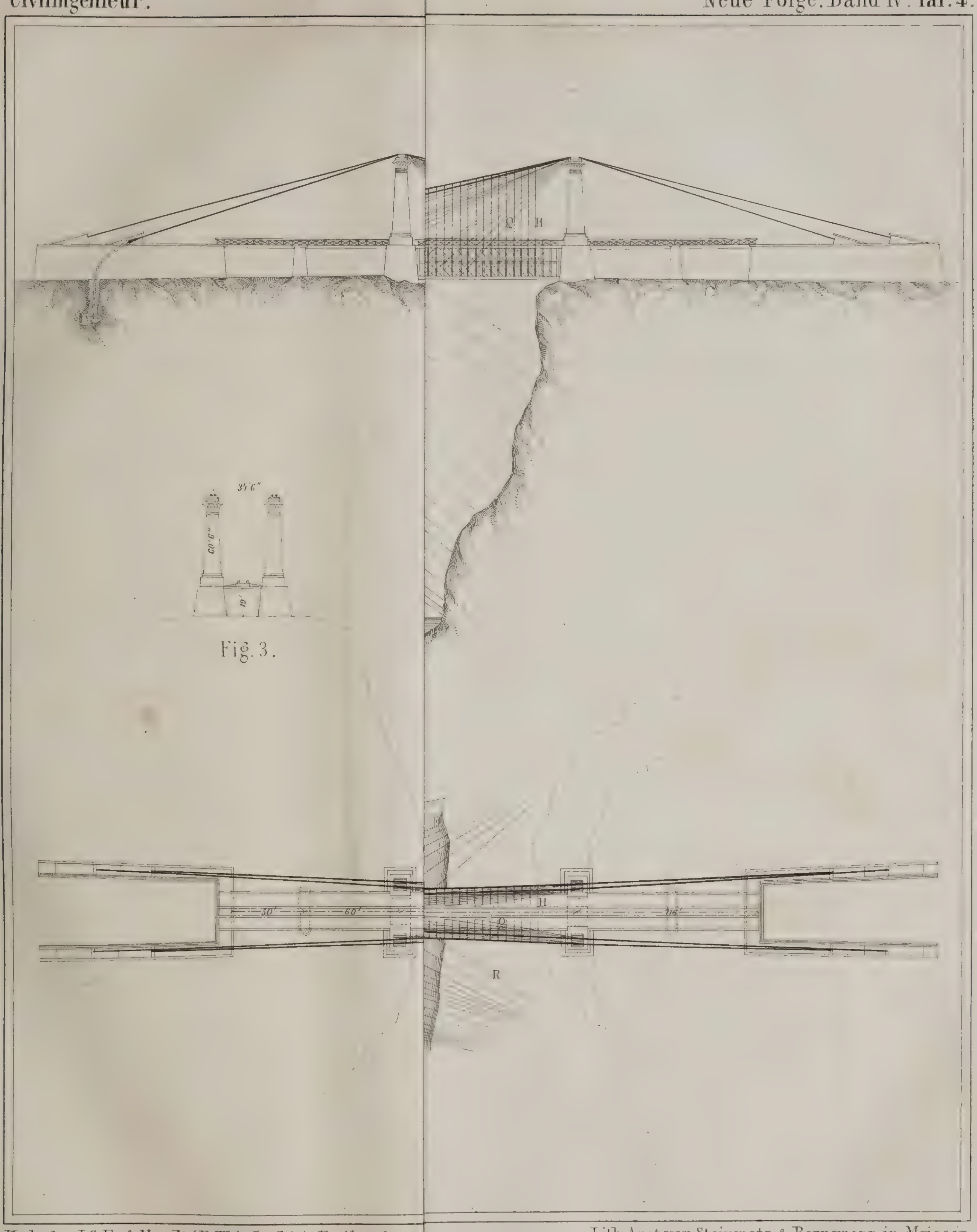
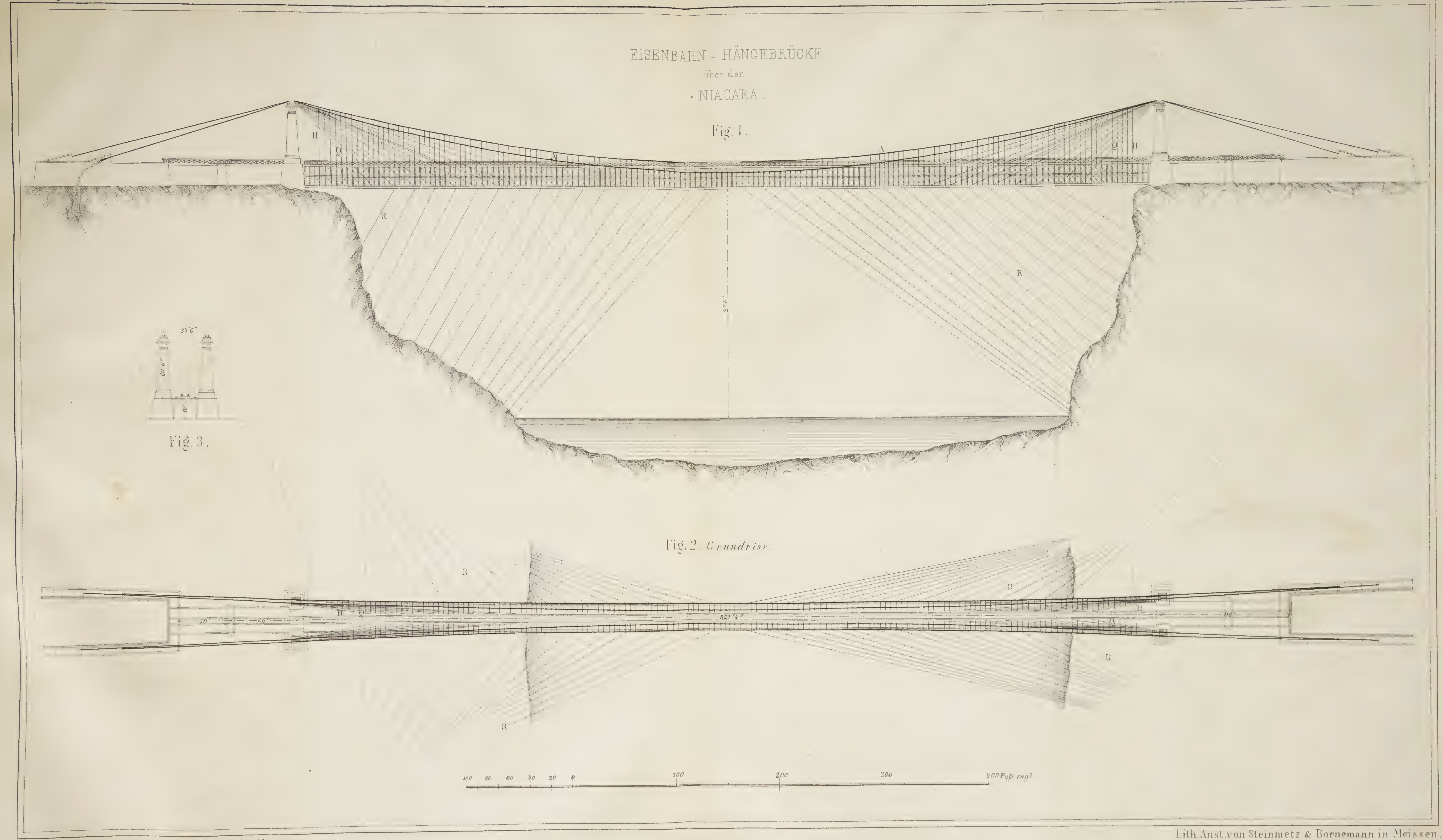
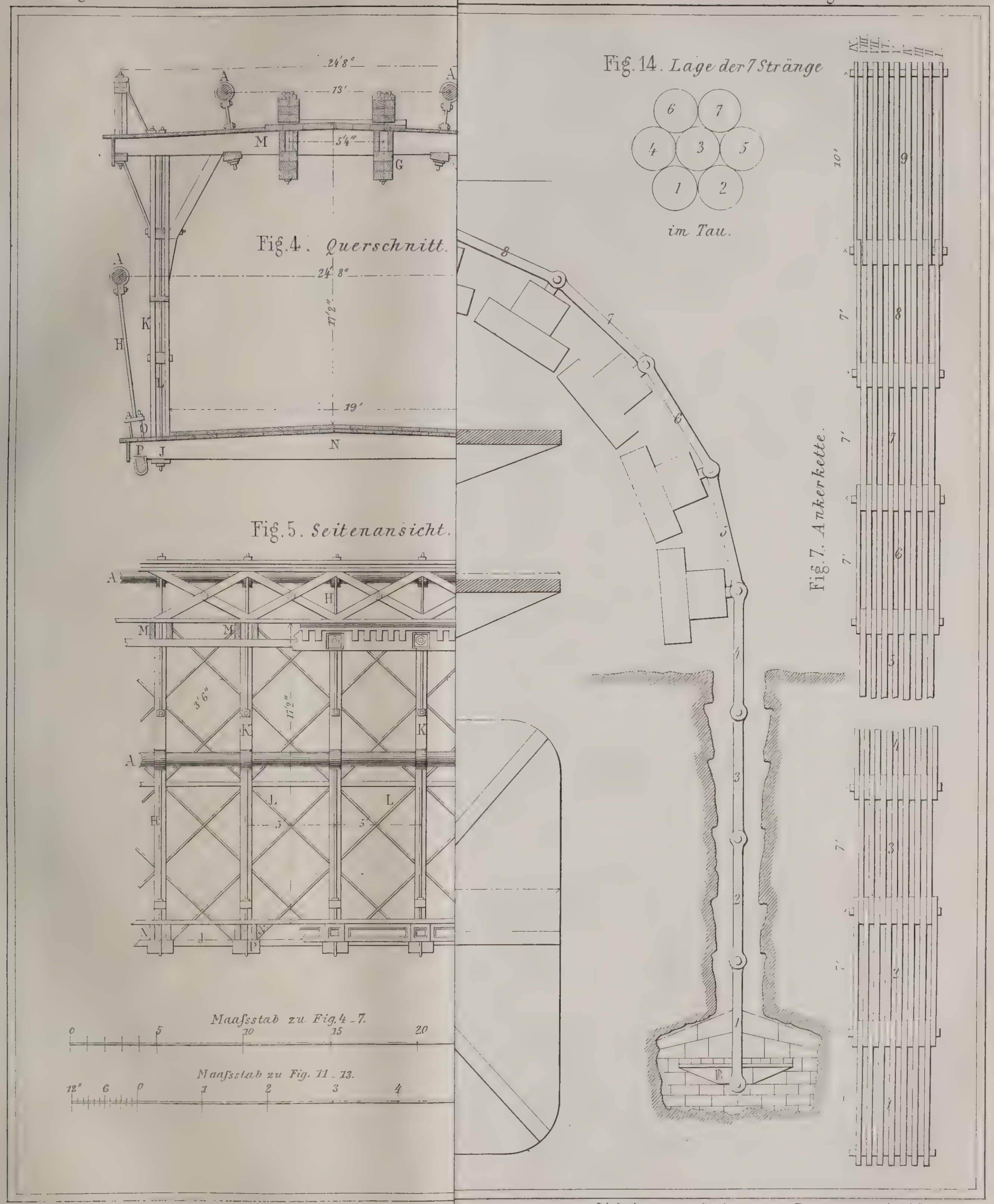


Fig. 3.

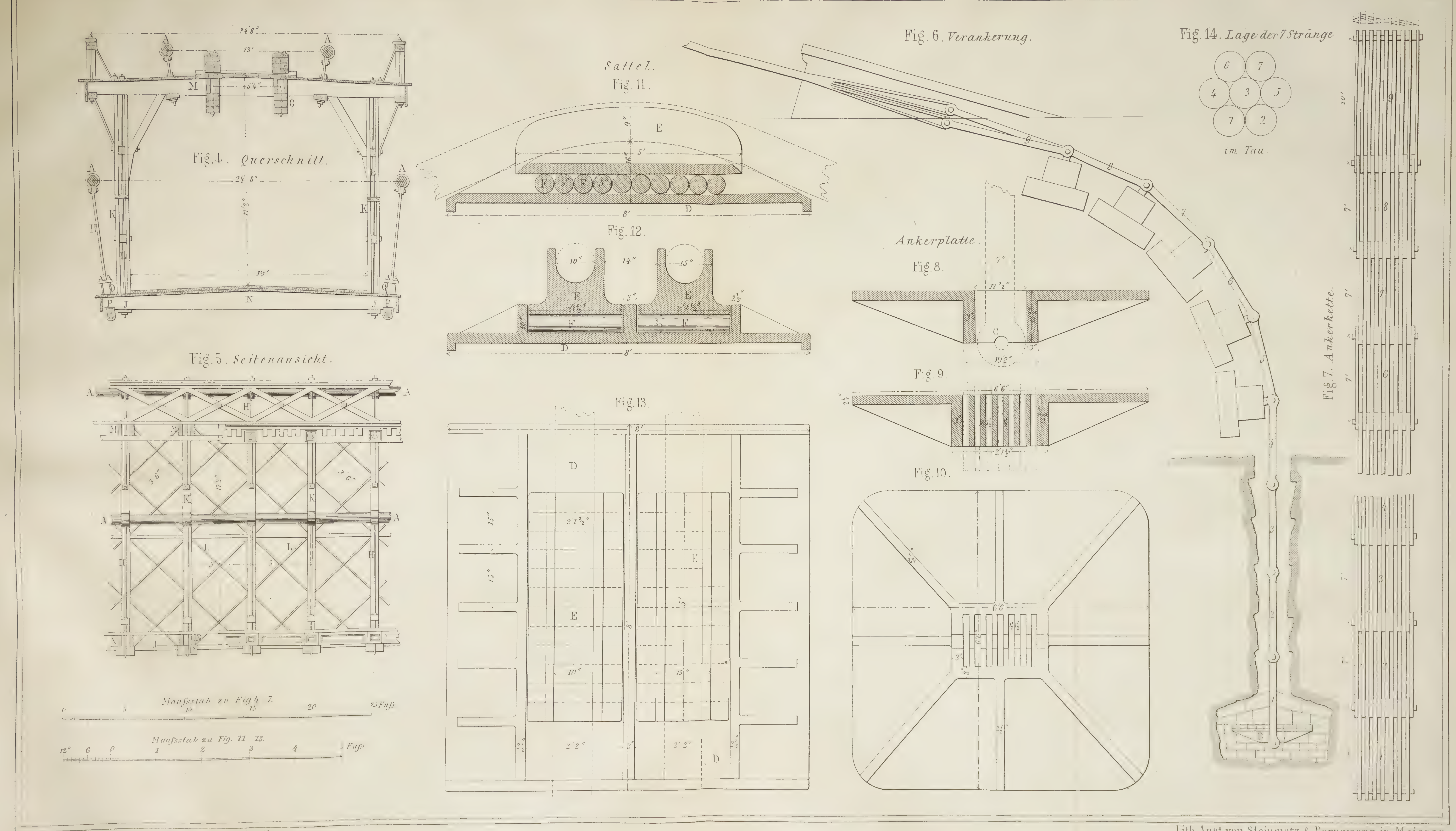
Verlag v. J.G.Engelhardt (B.Thierbach) in Freiberg. Lith.Anst.von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag v. J.G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag v. J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen



Verlag v. J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.
Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

beiden Kreise liegt wieder in einer Geraden, welche die beiden Mittelpunkte O und C verbindet, und die gemeinsame Tangente im Punkte M geht durch den Punkt G, wo das im Mittel der Linie OO′ errichtete Perpendikel die Gerade SB durchschneidet, gerade so, wie bei der vorigen Construction.

Als eine besondere Anwendung dieser Constructionen kann man die Form eines Pfeilerkopfes bei einer schiefen Brücke ansehen.

Man rundet die Pfeiler einer geraden Brücke bekanntlich nach einem Halbkreis ab, dessen Halbmesser gleich der halben Dicke des Pfeilers ist; aber bei schiefen Brücken ist dies nicht möglich, und man wird hier am bequemsten eine Construction mit zwei Kreisbögen anwenden, welche nebenbei auch die gefälligste Form giebt.

In Fig. 15 ist eine solche Construction gezeigt. Man nimmt wieder den einen Halbmesser AO an, trägt ihn auf den Perpendikeln in den beiden Punkten A und B auf, verbindet die Punkte O und O_1 durch eine gerade Linie halbirt dieselbe und errichtet im Halbirungspunkte ein Perpendikel PC, welches das verlängerte Perpendikel BO′ in dem Mittelpunkte C des gesuchten Kreisbogens schneidet. Der um O mit dem Halbmesser AO beschriebene Kreis, welcher die Gerade AD tangirt, berührt den um C mit dem Halbmesser BC beschriebenen und die Gerade BG in B tangirenden Kreis innerlich in M.

Der Punkt P ist nicht nur der Halbirungspunkt der Linie OO′, sondern halbirt auch die Gerade AB und jede gerade Linie, welche zwischen den beiden Linien AO und BO′ durch P gezogen werden mag. Verlängert man PC bis zum Durchschnitt mit BG, so ist der Schnittpunkt G ein Punkt der gemeinschaftlichen Tangente MG im Berührungspunkte der Kreise.

Unsere Quelle giebt aber nicht blos die constructiven Lösung vorstehender Aufgaben, sondern enthält auch sehr interessante analytische Untersuchungen darüber, die wir aber aus Mangel an Platz mitzutheilen verhindert sind.

Die Eisenbahn-Drath-Hängebrücke über den Niagara in Nord-Amerika.

Beschrieben von

B. Hager, Ingenieur in Dresden.

(Hierzu Tafel 4 und 5.)

Es scheint, daß eines der größten von Ingenieuren in der Neuzeit ausgeführten Bauwerke: die Eisenbahn-Drath-Hängebrücke über den Niagara (seit länger als zwei Jahren im Betriebe), ein Bauwerk, welches würdig der Britannia-Tubular-Brücke an die Seite gestellt werden darf, ein Bauwerk, welches geschickt und erfolgreich das Gitter- und Ketten-Brückensystem verbindet, ein Bauwerk endlich, welches einem deutschen Landsmanne, dem aus Sondershausen gebürtigen J. A. Röbling, ausführendem Ingenieure im Staate New-Jersey, seine Entstehung verdankt, keineswegs genauer bei uns bekannt ist.

Selbst der Commissionsbericht, welchen die im Mai d. J. in Wien versammelten Eisenbahntechniker ersten Ranges bezüglich der Gitter- und Kettenbrücken-Frage erstatteten, enthält nach Nr. 29 der Stuttgarter „Eisenbahnzeitung" folgenden Passus: „Da nach den Mittheilungen im Schoose der Commission in neuerer Zeit eine Kettenbrücke über den Niagara für Eisenbahnbetrieb ausgeführt ist, so hält es die Commission für höchst wichtig, von der Construction und Ausführung dieser Brücke, so wie von dem Eisenbahnbetriebe auf derselben zuverlässige, thunlichst durch Eisenbahntechniker an Ort und Stelle einzuziehende Mittheilungen zu erhalten."

Hiernach scheint es, daß es doppelt interessant sein dürfte, in Nachstehendem eine von guten Zeichnungen unterstützte Beschreibung dieses Bauwerkes von einem recht tüchtigen Eisenbahn-Ingenieur, den jetzt als Hilfsarbeiter bei der Maschinenverwaltung der Staatseisenbahnen in Dresden fungirenden Herrn B. Hager, vorlegen zu können, welche auf Grund eigener Anschauung, auf Grund eigener Messungen und überhaupt auf persönlichen Wahrnehmungen an Ort und Stelle beruht.

Herr Hager, dessen Bruder unter Herrn Röbling's Leitung unmittelbar bei Ausführung der Brücke betheiligt war, hat mindestens durchschnittlich im Monat einmal den Bauplatz während der Ausführung besucht, und bestätigt aus seiner Erfahrung, mit welchen Beschwernissen Röbling zu kämpfen hatte, um sein Project ins Leben treten zu lassen.

Die Directoren der Compagnie hatten als Auctorität im Ingenieurfache auch Robert Stephenson herbei-

gerufen. Dieser hatte entschieden das Röbling'sche Project als unausführbar verworfen und bestand auf Röhrenbrücke nach seinem Systeme. Er war ein in vieler Beziehung mächtiger Gegner, und so ist es wohl nur der nationalen Eifersucht und andererseits dem doch großen Sinne der Directoren, welche der Auctorität ungeachtet, auf Grund der Erfolge die Herr Röbling bereits mit seinen hängenden Aquäducten bei Canälen erzielt hatte, ihm und seinem Projecte Vertrauen schenkten, zu verdanken, daß das nicht weniger in wissenschaftlich und praktisch technischer Hinsicht, als aus ökonomischen Gründen interessante und wichtige Bauwerk, welches gleichzeitig ein großes Problem löst, zur Ausführung gelangte.

Nach Maßgabe der Kosten, welche die Britanniabrücke erreichte, dürfte eine ähnliche Brücke über den Niagara — wenn sie überhaupt ohne Hilfsbrücke aufzustellen gewesen wäre — circa 2440000 Thaler*), also das nahebei Fünffache, gekostet haben, während die Röbling'sche Brücke für circa 500000 Thaler (400000 Dollars) erbaut worden ist.

Ich bin erfreut, Herrn Hager durch seine offenbar sehr interessante Arbeit als Mitarbeiter am „Civilingenieur" hiermit einführen zu können.

V. Tauberth.

Beschreibung.

Im Juli 1848 schwebte als Vorbote einer Hängebrücke über den reißenden Niagara, der an dieser Stelle in einer 225 englische Fuß tiefen Schlucht dahinrauscht, nachdem er sich kaum von seinem mächtigen Sturze wieder erholt hat, ein zwei Zoll starkes Drathtau, welches, an beiden Ufern verankert, seine Stützpunkte auf zwei hölzernen Thürmen von 50 Fuß Höhe hatte. Dieses Tau war durch einen Drachen über den Abgrund gezogen worden, indem man an den Bindfaden des Drachens Schnuren, an diese ein Seil und sofort angehängt hatte, bis man zuletzt mit einem Tau den Strom überspannt hatte. Von einer anderen Ueberbrückung, als einer Hängebrücke konnte über diesen Strom keine Rede sein, da er so tief und so reißend ist, daß man mit dem Senkblei keinen Grund finden, demnach weder Pfeiler, noch viel weniger ein Gerüste zu einer steinernen Brücke aufführen konnte.

An jenem Drathtau hing mittelst Rollen ein korbähnliches Gestell, wie man sie an russischen Schaukeln zu sehen pflegt, mit Sitzen für 4 Personen. Noch jetzt liegt dieser erste fliegende Bote auf dem canadischen Ufer, nahe dem Orte, wo er die ersten Luftfahrten begonnen hat, und sieht, ungeschützt vor Sturm und Wetter, seinem Untergange entgegen, unbeachtet und verachtet. Könnte er sprechen, so würde er sich gewiß schwer über den Undank der Yankees beklagen, die, nachdem sie durch ihn von manchem wagehalsigen Engländer viele Dollars verdient hatten, ihn in seinen alten Tagen hilflos seinem traurigen Schicksale überlassen haben.

Zu jener Zeit hatte der Fremde, welcher die Niagarafälle besuchte, ohne in jenem Korbe, der einzigen Communication zu Lande zwischen den Vereinigten Staaten und Canada, die gefährliche Wanderschaft über den Strom gemacht zu haben, in den Augen der Amerikaner die Naturschönheiten des Niagara nur halb genossen, und jener merkwürdige Korb war fast mehr besucht und bewundert, als die reizenden Fälle selbst.

Doch nicht lange währte es, so schlang sich Drathseil an Drathseil zu einer Hängebrücke für Fuhrwerk und Fußgänger und zwei mächtige Reiche wurden durch sie verbunden. Auf vier hölzernen Thürmen ruhten zehn Drathseile von 2 Zoll Durchmesser, von denen je fünf bandartig nebeneinander lagen, an welche dann die Brückenbahn mit senkrechten Drathseilen (suspenders) befestigt war. Diese Brücke war jedoch, wie alle Hängebrücken dieser Construction, eine sehr schwankende Affaire, trotzdem, daß sie nach unten an viele Sturmseile (stays) gehängt war, und vorzüglich bei den heftigen Stürmen in dortiger Gegend, in steter Bewegung.

Dessenungeachtet entspann sich auf ihr ein riesiger Verkehr, und sie brachte der Actiengesellschaft, welche sie erbaut hatte, bedeutende Dividende. Ein Fußgänger bezahlte 25 Cents (10 Ngr.) für das Hinüber- und Herübergehen, während zweispännige Wagen 1 Dollar (1 Thlr. 10 Ngr.) abzugeben hatten.

Fünf Jahre sah diese Brücke den Niagara herabfallen und unter sich dahinrauschen, wurde jedoch in dieser Zeit

---

*) Diese Berechnung ist allerdings nur approximativ, jedenfalls aber eher zu niedrig gegriffen, da angenommen ist, daß die Röhren bei 800 Fuß Spannweite nicht stärker zu sein brauchten, wie bei 460 Fuß; und die Aufstellung über das Niagarathal von 245 Fuß Höhe über dem Wasser nicht theuerer gewesen wäre, wie über den Menay-Canal. — Die Rechnung basirt sich nun darauf, daß, wenn die Röhrenbrücke ebenfalls, wie die Hängebrücke, sowohl für Eisenbahn- wie für Straßen-Verkehr dienen sollte, sie jedenfalls auch, wie die Britanniabrücke, zwei Röhren haben mußte. Nun aber kostet bei einer gesammten Länge von 1380 Fuß (weiteste Spannung 460 Fuß) die Britanniabrücke circa 601860 Pfd. Sterl. = 4213000 Thaler, daher pro laufenden Fuß circa 3050 Thaler. Die Conway-Tubularbrücke von geringerer Spannung (nur 400 Fuß) hat schwächere Röhren und kostet 145190 Pfd. Sterl. = circa 1016330 Thaler, oder pro laufenden Fuß engl. = 2500 Thaler. Die Röbling'sche Brücke kostet bei 800 Fuß Spannung 500000 Thlr. oder pro laufenden Fuß circa 625 Thlr.; eine steinerne, gleichzeitig für den Eisenbahn- und Straßen-Verkehr erbaute Brücke endlich, die 60 Fuß breite Marienbrücke über die Elbe in Dresden, kostet bei circa 1400 engl. Fuß Länge gegen 500000 Thlr., demnach pro laufenden Fuß circa 350 Thlr. Sonach stellt sich das Kostenverhältniß der genannten vier Brücken nahebei wie 44 : 36 : 9 : 5 heraus. V. T.

von Sturm und Wetter so stark mitgenommen, daß sie wohl kaum bei fortwährender Reparatur ihr Alter hätte verdoppeln können. Auch wurde das Bedürfniß einer Eisenbahnverbindung zwischen beiden Staaten so dringend, daß diese Brücke der Frequenz nicht mehr genügen konnte. Da entwickelte sich über ihrem Haupte eine ungleich mächtigere Brücke, der sie denn auch im Jahre 1854 gänzlich weichen mußte, indem die neue Brücke auf derselben Linie den Niagara überspannt.

Diese neue Brücke ist sowohl für den Wagen- und Personen-, als auch für Eisenbahn-Verkehr bestimmt und, wie bekannt, die einzige Eisenbahnhängebrücke, welche jetzt existirt.

Ihr Erbauer ist ein geborner Deutscher, der Ingenieur Johann A. Röbling aus Sondershausen, welcher seit ungefähr 20 Jahren nach Amerika auswanderte und eine bedeutende Drathseil-Fabrik im Staate New-Jersey besitzt. Derselbe baute schon seit vielen Jahren Drathhängebrücken, unter anderen 5 hängende Aquäducte bei Canälen, von denen 2 eine bedeutende Länge besitzen, und welche sich zu ihrem Zwecke so gut wie steinerne oder gußeiserne bewährt haben. Das Gleichgewicht derselben wird durch darüber fahrende Canalboote sehr wenig gestört, was man an dem auf ihnen stehenden Wasser genau wahrnehmen kann, gewiß die untrüglichste Probe.

Gegenwärtig baut er eine Eisenbahnhängebrücke von 1224 Fuß Länge über den Fluß Kentucky, welcher an jener Stelle eine Schlucht von 300 Fuß Tiefe bildet. Die Lexington-Danville-Eisenbahn, welche mitten durch den Staat Kentucky führt und zwei große Eisenbahnnetze verbindet, zählt unter ihren Kunstbauten dieses riesige Werk. Der Kentucky, Niagara und viele andere reißende Ströme, welche ihre Betten in Kalksteinformationen ausgewaschen haben, erlauben keine andere Ueberbrückungsmethode, als die der Kettenbrücken.

Bei der Construction der Niagarahängebrücke ist das Tubular- mit dem Kettenbrücken-System so verbunden, daß das Tubularbrücken-System die nöthige Steifheit der Brückenbahn für Eisenbahnzüge vermittelt, und zwar in einem so hohen Grade, daß bei passirenden Zügen kaum eine Bewegung derselben wahrzunehmen ist. Eine Zahl geladener Wagen, welche auf der unteren Brückenbahn durch Pferde bewegt werden, verursacht mehr Vibration, als ein Eisenbahnzug auf der oberen Brückenbahn. Wenn es nicht durch das rollende Geräusch über dem Kopfe wäre, so würde ein passirender Eisenbahnzug von Personen, welche auf der Brücke gehen, nicht bemerkt werden. Der Glattheit, Ebenheit und vollkommenen horizontalen Beschaffenheit des Gleises im Querschnitt ist dieses theilweise zuzuschreiben, andererseits dem Umstande, daß Frachtwagen gewöhnlich außerhalb des Brückenmittels fahren, während sich die Züge genau auf demselben fortbewegen.

Die Niagarabrücke, Taf. 4 und 5, Fig. 1, 2, 3, welche von Pfeilermittel zu Pfeilermittel 821 Fuß 4 Zoll lang ist, bildet eine nach Oben leicht gekrümmte hohle viereckige Röhre von 18 Fuß Tiefe und 24 bis 25 Fuß Weite, wie der Querschnitt Figur 4 zeigt, auf deren Boden die Fahrbahn für Fuhrwerke ist, während sich auf ihrer Decke die Eisenbahngeleise und zu deren beiden Seiten die Fußwege befinden. Diese Röhre hängt an vier Drathtauen AAAA, 10 Zoll im Durchmesser, welche an beiden Seiten verankert sind.

Verankerung.

(Fig. 6 u. 7.)

Mit dieser wurde im September 1852 durch Sprengung von 8 Gründungen in den Kalksteinfelsen, aus welchen die beiden Ufer bestehen, begonnen. Drei der Gründungen auf der New-York-Seite sind 25 Fuß tief in solidem Felsen, den blos eine etwas weichere Kalksteinader in einer Tiefe von 14 Fuß durchstreicht, senkrecht gesprengt; die vierte südöstliche ist blos 18 Fuß tief, indem in dieser das Wasser große Schwierigkeiten verursachte. Mit Ausnahme dieser einen sind alle übrigen sieben Gründungen 54 Fuß tief unter dem Eisenbahnniveau.

Jede Gründung hat einen Querschnitt von 3 bis 7 Fuß, welcher am Boden zu 8 Fuß im Quadrat erweitert ist. Die Ankerketten bestehen aus 9 Gliedern, welche 7 Fuß lang sind, ausgenommen das oberste, das 10 Fuß mißt. Das unterste Glied besteht aus 7 eisernen Stangen, 7 bei 1,4 Zoll stark, und ist an einer gußeisernen Ankerplatte B (Figur 8, 9, 10) durch einen schmiedeeisernen Bolzen C von $3\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser befestigt.

Das zweite Glied besteht aus 6 Stangen von gleichen Dimensionen und zwei an den äußeren Seiten von 7 Zoll bei 0,7 Zoll Querschnitt. Das dritte wird wieder aus 7 Stangen gebildet und so abwechselnd fort. Das Eisen zu diesen Gliedern wurde besonders angefertigt und ist auf 32 Tonnen à 2000 Pfund pro Quadratzoll Tragfähigkeit geprüft worden.

Die gußeiserne Ankerplatte mißt $6\frac{1}{2}$ Fuß im Quadrat und ist an den Kanten $2\frac{1}{2}$ Zoll dick und mit 8 starken Rippen versehen, welche die Plattenstärke in der Mitte, wo der Bolzen dagegen liegt, auf 12 Zoll verstärken. Figur 8 und 9 sind zwei Durchschnitte, Figur 10 ein Grundriß der Platte von unten gesehen.

Nachdem die horizontale Lage der Platte und die verticale Stellung des aus 7 Theilen bestehenden ersten Kettengliedes gesichert war, wurden dieselben mit Quadern in Cement gut vermauert und sorgfältig die Zwischenräume zwischen den 7 Theilen mit Cementmörtel ausgegossen,

welcher sich mit dem Eisen verbindet und es so gegen Oxydation schützt. Die vier ersten Glieder, welche in den Felsengrund kamen, wurden vertical vermauert, das fünfte, sechste, siebente und achte in einem Bogen von 25 Fuß 3 Zoll und respective 23 Fuß 6 Zoll Halbmesser, während das neunte sich als Tangente anschließt. Ueber dem Felsen ruht jedes Kettengelenk auf einer gußeisernen Platte, welche auf einem großen abgerichteten Quader liegt, der abermals auf 2 großen Platten ruht, welche den Druck auf das untere Mauerwerk vertheilen.

Das neunte Glied besteht aus 5 starken und 4 schwachen Theilen, zwei zu jeder Seite; das Drathtau ist an dieses mit 2 starken Bolzen befestigt, sodaß 5 Theile die eine und 4 Theile die andere Hälfte halten, und so die Last auf das nächste achte Glied übertragen. Der Querschnitt des ersten bis mit vierten Gliedes beträgt 69 Quadratzoll und ist vom fünften Gliede an etwas vermehrt, bis er im neunten Gliede zu 93 Quadratzoll angewachsen ist, sodaß der Gesammtquerschnitt des neunten Gliedes aller vier Taue 372 Quadratzoll ist und eine Tragfähigkeit von $372 \times 32 = 11904$ Tonnen besitzt, während das erste Glied blos $276 \times 32 = 8432$ Tonnen trägt. Es mag dies eigen erscheinen, jedoch bei einer näheren Untersuchung ergiebt sich, daß die Spannung der verschiedenen Glieder in dem Grade sich vermindert, als sie sich der verticalen Stellung und Ankerplatte nähern, weshalb der Zug an die verticalen Glieder um mehr als ein Drittel, in Folge ihrer Stellung, der Reibung und Einmauerung vermindert wird.

Die bedeutenden und plötzlichen Temperaturveränderungen machten es nöthig, die ganze Kette in Mauerwerk einzuschließen und ebenso weitere 12 Fuß der Taue, um die Temperatur des Eisens so gleichförmiger zu erhalten. Die Kette endigt auf dem Bahnniveau.

Mauerwerk.

Zu gleicher Zeit mit der Verankerung wurde auch mit der Fundamentirung der vier Tragpfeiler für die Kettentaue begonnen. Jeder der vier Pfeiler ist 15 Fuß im Quadrat auf der obersten Schicht; ihre Höhe beträgt auf der New-York-Seite 88, auf der Canada-Seite 78 Fuß. Sie sind je zwei durch einen Bogen von 19 Fuß Spannung verbunden, der zugleich das Thor zur unteren oder Fahrbrücke bildet. An ihnen sind eiserne Wendeltreppen für die Fußgänger auf die obere Brückenbahn angebracht, deren Eingänge zugleich von den Zolleinnehmern für die untere Bahn controlirt werden können.

Die Tragpfeiler sind von behauenen Quadern, welche ungefähr 2 Fuß hoch und sehr sorgfältig in den Fugen bearbeitet sind, in Cement gemauert. Auf das äußere Ansehen ist weniger gegeben, als auf die gute Arbeit in der Mauer, und deshalb sind kleine Steine gar nicht benutzt, sondern alle Steine glatt auf einander bearbeitet worden. Bis zum Bahnniveau sind die Außenseiten, außer bei den Wölbsteinen, unbehauen, von dort an aber ist reine Mauer. Das sämmtliche Mauerwerk ist mit brauner Oelfarbe angestrichen, was ihm ein sehr hübsches granitartiges Ansehen giebt.

Der Kalkstein, aus dem die Mauer gebildet, erträgt einen Druck von 500 Tonnen auf den Quadratfuß, ohne zerquetscht zu werden. Es würde demnach ein Druck von $64 \times 500 = 32000$ Tonnen auf jede Säule wirken müssen, um sie zu zermalmen, während das größte Gewicht, welches ein Pfeiler zu tragen hat, selten 600 Tonnen übersteigt. Die Pfeiler nebst Gründung auf der Newyork-Seite enthalten 36450 Cubikfuß, welche ungefähr 3000 Tonnen wiegen.

Zwischen den Tragpfeilern und der Verankerung ist auf beiden Seiten des Flusses ein kleiner Landpfeiler, welcher 27 Fuß lang, 9 und 5 Fuß breit und 25 Fuß hoch ist. Die Flügel, in welche die Kettenglieder eingemauert sind, beginnen 132 Fuß vom Tragpfeilermittel und sind 134 Fuß lang und 6 Fuß breit auf der obersten Schicht. Von ihnen aus nach den Tragpfeilern führt eine hölzerne Brücke, welche von 6 Drathseilen von $2^1/_2$ Zoll Durchmesser, die unterhalb der Brückenbahn angebracht und von der Seite fast nicht zu bemerken sind, getragen wird. Diese Brücke hat 2 Spannungen von 60 Fuß und führt die Bahn vom Damme nach der eigentlichen Hängebrücke.

Sättel auf den Tragpfeilern.

(Figur 11, 12 und 13.)

Auf der obersten Schicht jedes Tragpfeilers ist eine gußeiserne Platte gut in Cement gemauert; dieselbe ist 8 Fuß im Quadrat, $2^1/_2$ Zoll dick und durch drei parallele Rippen zur Aufnahme zweier von einander unabhängiger Sättel, EE, gestärkt. Figur 11 und 12 sind zwei verticale Durchschnitte und Figur 13 ein Grundriß von oben gesehen.

Die obere Fläche der gußeisernen Platte und die untere sind gut gehobelt. Jeder Sattel ruht auf 10 gußeisernen gedrehten Walzen F von $25^1/_2$ Zoll Länge und 5 Zoll Durchmesser, welche nahe neben einander gelegt sind. Das Object dieser Walzen ist, eine geringe Bewegung der Sättel zuzulassen, wenn immer das Gleichgewicht der Taue und Brücke durch eine darüber gehende Last oder Temperatur und Witterung gestört wird, sodaß die Pfeiler keinen Horizontal-, sondern blos Verticaldruck zu erleiden haben.

Obwohl eine Bewegung der Sättel durch eine kleine Veränderung der Tauspannung hervorgebracht wird, so werden doch hierdurch keine für das Auge merkbaren oder für die Hand fühlbaren Vibrationen der Brückentaue (Tau von Sattel zu Sattel, woran die Brücke hängt) auf die Landtaue (Verlängerung dieses Taues vom Sattel bis zur

Befestigung an die Verankerung) übertragen. Ein 10 englische Meilen in der Stunde gehender Eisenbahnzug bewegt kaum die Brückentaue bemerkbar, während die Landtaue nicht die geringste Vibration erleiden. Eine Maschine von 20 Tonnen Gewicht verursacht eine Bewegung der Sättel von $\frac{1}{32}$ bis $\frac{1}{16}$ Zoll.

Der Experimentalfrachtzug vom 18. März 1855 der die ganze Brücke einnahm und 326 Tonnen wog, bewegte nach Angabe des übernehmenden englischen Ingenieurs die Sättel 0,041 Fuß oder nahe $\frac{1}{2}$ Zoll vorwärts. Die Spannung, welche diesem Gewicht entspricht, ist 590 Tonnen à 2000 Pfund. Nach Barlow und Anderen dehnt sich Eisendrath für jede 2240 Pfund Belastung 0,0001 seiner Länge auf den Quadratzoll Durchschnittsfläche. Die mittle Länge der Landtaue inclusive der Ankerketten ist 266 Fuß, also deren Verlängerung durch eine Last von 2240 Pfund für den Quadratzoll = 0,0266 Fuß. Der Querschnitt aller vier Taue ist = 240 Quadratzoll, demnach die Spannung, welche durch eine Last von 326 Tonnen hervorgebracht wird:

$$\frac{590 \times 2000}{240} = 4917 \text{ Pfund auf den Quadratzoll,}$$

und die Verlängerung der Landtaue demnach:

$$2240 : 4917 = 0{,}0266 : 0{,}0583 \text{ Fuß.}$$

Die wirkliche Bewegung der Sättel war blos 0,041 Fuß, also 0,017 Fuß weniger, als das Resultat obiger Berechnung.

Hieraus ergiebt sich gleichzeitig, daß sich die Spannung der Brückentaue auf die Landtaue fortpflanzte und folglich die Pfeiler keinen Horizontalschub erlitten.

Der durchschnittliche Druck auf jede Säule ist 500 Tonnen, demnach auf jede der 20 Walzen 25 Tonnen.

Anfertigung der Taue.

Jedes der vier Taue A hat 10 Zoll Durchmesser, besteht aus 3640 gerade nebeneinander liegenden Dräthen, von welchen 60 Drathquerschnitte einen Quadratzoll messen und enthält somit 60,4 Quadratzoll soliden Querschnitt, die Umwickelung nicht mit eingerechnet. Zwanzig englische Fuß Drath wiegen genau ein Pfund.

Dieser Drath wurde vorerst im Bunde mehrere Male in kochendes Leinöl getaucht und zwischen jedem Eintauchen vollständig abgetrocknet, worauf die einzelnen Drathenden zusammen verbunden (spliced) wurden. Das Spleißen geschah auf folgende Weise: das Ende beider Dräthe wird auf 4 Zoll lang keilförmig zugefeilt, und zwar so, daß am Ende der Drath bis auf die Hälfte abgefeilt ist. Hierauf wird die gefeilte Seite auf einen Amboß gelegt und auf die runde Seite mit einer fein geriffelten Stanze geschlagen; sodann werden die gefeilten Seiten zusammengelegt und um die geriffelte Oberfläche feiner Bindedrath gewunden. Bei der Probe durfte der Spleiß sich nicht trennen, sondern der Drath mußte reißen, sonst wurde der Arbeiter bestraft. Diese Methode des Spleißens ist für den Ingenieur Röbling patentirt.

Während des Spleißens wird der Drath auf Haspeln von 5 Fuß Durchmesser behutsam aufgewunden, damit sich beim Abwickeln derselbe nicht verfitzen kann. Vierzehn dieser Haspeln wurden zum Anfertigen der Taue fortwährend gebraucht, von denen 8 rechtwinkelig zum Brückenmittel und 6 etwas hinter ihnen, jedoch zwischen den ersten 8 standen. Diese Haspeln, sowie der Göpel, welcher die Maschinerie zum Drathlegen trieb, standen alle auf der Canadaseite, auf eine Haspel konnten 3000 Pfund Drath gewunden werden.

Die Maschine zum Legen des Drathes, d. h. zur Bildung des Taues, bestand aus einem großen Wirtel von 12 Fuß Durchmesser, welcher sich durch den Göpel horizontal im Kreise bewegen ließ. Auf der Newyork-Seite waren 2 kleinere Wirtel von 4 Fuß Durchmesser, welche gleichfalls rechtwinkelig zum Brückenmittel 8 Fuß von einander entfernt sich auf einem Gestell in der Richtung der Brücke rück- und vorwärts bewegen ließen. Um diese Wirtel wurde ein endloses Drathseil gelegt, welches über die alten hölzernen Thürme der schon stehenden Brücke über Leitrollen geführt wurde und in der Mitte der alten Brücke gleichfalls über ein Gerüst mit 2 Leitrollen lief. Von diesem Gerüste aus wurde bei dem Drathlegen die Länge jedes einzelnen Drathzuges durch Flaggensignale nach dem Ufer regulirt.

An diesem Drathseile hingen, dasselbe halbirend, 2 Blechräder von $4\frac{1}{2}$ Fuß Durchmesser, die sich in der Richtung des zu legenden Taues vertical hängend um ihre Axe bewegten. Wurde also der Göpel und mit ihm der Hauptwirtel bewegt, so lief das endlose Drathseil und das eine Blechrad auf einer Seite nach dem Newyork-Ufer, während die andere Hälfte mit dem anderen Blechrad nach dem Canada-Ufer zurückging. War das Blechrad in Canada angekommen, so wurde der Göpel durch ein Pferd auf die entgegengesetzte Seite getrieben und die beiden Blechräder traten ihre umgekehrte Wanderung an, sodaß stets diese beiden Blechräder auf der Reise nach oder auf entgegengesetzten Ufern sich befanden.

Verlassen wir jetzt diese Maschinerie und gehen zu dem letzten oder neunten Ankerglied, an welches das Tau befestigt werden soll, so finden wir dieses in seiner richtigen Lage, jedoch ist ein rechtwinkeliges Eisen mit seinem längeren Schenkel gegen den Verbindungsbolzen des achten und neunten Ankergliedes gestemmt, dessen längerer Schenkel horizontal, während der kürzere lothrechte auf der Mauer aufsteht und mit einem Bolzen unter dem achten Glied befestigt ist; an dem Winkelende des horizontalen Schenkels

ist eine Warze angebracht, um welche ein hufeisenförmiges Eisen liegt, dessen äußere Kante eine Hohlkehle bildet. Dieses Eisen ist der Schuh (shoe) und bestimmt, in seine Hohlkehle den siebenten Theil eines Taues (strand) oder einen Strang von 520 einzelnen Dräthen aufzunehmen. Jetzt liegt der Schuh mit seiner flachen Seite horizontal, während er später, nach Beendigung des Stranges, in eine verticale Lage gebracht und mit einer Schraube nachgelassen wird, damit der Bolzen durch ihn und das letzte Ankerglied gesteckt werden kann. An jedem der vier letzten Ankerglieder für die zwei unteren Taue ist ein Schuheisen und ein darauf liegender Schuh angebracht.

Steigen wir auf die Pfeiler, so sehen wir die Sättel mittelst hölzerner Keile befestigt, während zwischen den beiden Sätteln drei hölzerne Wirtel von 15 Fuß Durchmesser auf einem Holzrahmen laufen. Auf diese Wirtel werden die Dräthe bei der Fabrikation des Taues provisorisch gelegt und erst wenn ein Strang fertig ist, in den dazu gehörigen Sattel mit einer Schraube herabgelassen.

Hier und da sind Leitrollen angebracht, um die Bewegung des endlosen Drathseiles, was nun seine Arbeit beginnen soll, zu erleichtern.

Alles ist jetzt fertig zum Beginn der Arbeit. Das endlose Hilfsseil ist so gestellt, daß das eine Blechrad auf dem Canada-, das andere auf dem Newyork-Ufer steht. Das Ende eines Drathes von einer der 14 Haspeln wird jetzt an einen Schuh auf der Canada-Seite befestigt und der Drath um den Kranz des vor dem Schuh stehenden Blechrades gelegt. Langsam bewegt sich der Göpel und durch ihn das endlose Hilfsseil, welches das Blechrad und den ersten Drath nach dem entgegengesetzten Ufer zieht. Das andere Blechrad geht leer zurück. Auf der Newyork-Seite angekommen, wird der Drath um den correspondirenden Schuh und in die Sattelwirtel gelegt.

Das leere Blechrad ist jetzt auf der Canada-Seite und der erste Drath zum zweiten Tau wird an seinen Schuh angehängt und um sie herumgelegt. Jetzt wird das endlose Hilfsseil entgegengesetzt bewegt, das seines Drathes entledigte Blechrad geht zurück, das entgegengesetzte geht mit seinem Drath nach dem Newyork-Ufer, und so treten diese beiden Blechräder ihre Wanderungen entgegengesetzt an, bis jedes 260 Mal seinen Weg zurückgelegt hat. Während ein Blechrad zurückläuft, wird der Drath, wie schon erwähnt, durch in der Mitte stationirte Leute, welche Signale nach den beiden Ufern geben, genau zu gleicher Länge justirt; eine etwas schwierige Aufgabe, der verschiedenen Temperatur halber.

Dieser einfache und sinnreiche Apparat ist gleichfalls von dem Ingenieur Röbling erfunden und für ihn patentirt worden.

Nachdem jedes Blechrad 260 Mal den Drath hinüber und alle diese 520 Drahttheile gleichlang gezogen worden sind, ist der siebente Theil von zwei correspondirenden Tauen oder sind 2 Stränge fertig und die Enden des Drathes werden an den Schuhen befestigt. Hierauf wird jeder Strang von neun zu neun Zoll mit starken Bindedrathbändern versehen, damit jeder einzelne Drath vorläufig in seiner Lage bleiben muß. Diese beiden Stränge hängen also nun mit ihren Schuhen an den Schuheisen und gehen über die Holzwirtel in den Sätteln. Die erste Arbeit ist nun, sie an die respectiven Ankerketten zu hängen.

Zu diesem Zwecke wird der Schuh an eine eiserne Zwinge befestigt und diese mit einem schwachen Drathseile und einer anderen Zwinge an eine dahinter liegende eiserne Schraube gehängt, welche in der Richtung des Taues arbeitet. Wird nun die Schraube angezogen, so wird natürlich das rechtwinkelige Schuheisen locker und kann herausgenommen werden; hierauf wird der Schuh gedreht und die Schraube so lange nachgelassen, bis er in seiner richtigen Lage zwischen den beiden Ankerkettengliedern ist und der Bolzen so weit als nöthig durchgesteckt.

Mit zwei verticalen Schrauben wird der Strang aus den Sattelleitwirteln in die Sättel herabgelassen.

Die Stränge 1 zweier Taue sind nun fertig und in ihrer richtigen Lage und mit den Strängen 2 wird nun begonnen.

Jedes der vier Taue besteht aus 7 Strängen, Fig. 14. Nennen wir die nach der Reihe zu fertigenden Stränge 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, so bilden 1 und 2 die beiden untersten im Sattel, 3 den mittelsten und 4 und 5 die beiden Seitenstränge in der mittelsten Reihe, während 6 und 7 die oberste Reihe ausmacht.



Sind I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII, IX in Figur 7 die neun Theile des letzten Ankergliedes, so wird Strang 1, Figur 14, zwischen VI und VIII befestigt, 2 zwischen II und IV und 3 zwischen IV und VI. Die Theile II, IV, VI und VIII bilden die untere Hälfte des letzten Ankerkettengliedes und an ihnen hängen durch den Bolzen die Schuhe mit Strang 1, 2 und 3, die übrigen 4 Stränge 4, 5, 6, 7 hält ein Bolzen durch die Theile I, III, V, VII, IX, und daher kommt es, daß das Ende des letzten Ankerkettengliedes in der Zeichnung als ein doppeltes erscheint.

Sind zwei Taue auf diese Weise fertig, so werden die Hilfsdrathbänder von allen Strängen außer dem mittelsten gelöst, die ganze Drathmasse noch einmal tüchtig geölt und sodann mit einer Wickelmaschine mit Drath umwunden auf Art der Schiffstaue.

Zur Probe wurde der Drath zwischen zwei 400 Fuß weit von einander entfernte Säulen gespannt und durfte nicht eher zerreißen, als bis die Pfeilhöhe seines Spannungsbogens weniger als 9 Zoll im Mittel betrug. Diese Probe correspondirt mit einer Spannung von 1300 Pfund auf jeden Drath oder 90000 Pfund auf den Quadratzoll Querschnitt. Bei dieser Art, Drath zu probiren, reißt derselbe gewiß an seiner schwächsten Stelle, und es zeigt daher eine bemerkenswerthe Gleichförmigkeit und große Sorgfalt bei der Manufactur an, daß beim Probiren der Drath gewöhnlich erst bei 8 Zoll Pfeilhöhe riß und also 1460 Pfund oder 100000 Pfund für den Quadratzoll trug.

Es ergiebt sich hieraus eine durchschnittliche Tragfähigkeit aller vier Taue von 23878400 Pfund; jedoch ist ihre Tragfähigkeit größer, da diese Berechnung auf eine Minimumstärke der individuellen Dräthe basirt ist. Die schwachen Punkte aller Dräthe und Stränge fallen schwerlich auf eine und dieselbe Stelle zusammen und unterstützen sich gegenseitig, da die Dräthe dicht zusammengepackt sind.

Schienenträger.

Ein großer Grad von Steifigkeit wurde durch die Schienenträger G (die zusammengesetzten Langschwellen unter den Schienen), Figur 4, hervorgebracht. Diese bestehen aus übereinander liegenden Balken von 12 Zoll Breite und $4^1/_2$ Fuß Gesammthöhe, auf welche mittelst eiserner Schrauben 2 Reihen Schienen von 7 Zoll Höhe nebeneinander befestigt sind. Sie dienen dazu, den Druck von concentrirten Lasten zu verbreiten. Die große Wirksamkeit dieser Schienenträger trat bei der ersten Probefahrt, welche der Ingenieur Röbling am 8. März 1855 mit einer amerikanischen 23 Tonnen schweren Locomotive mit 4 nahe beisammenstehenden gekuppelten Triebrädern unternahm, sehr sichtlich hervor. Die Senkung der ganzen Brückenbahn im Mittel betrug 0,3 Fuß und war von einer örtlichen Senkung, welche sich auf 100 Fuß Länge vertheilte und 1 Zoll betrug, begleitet. Eine andere Locomotive von 22 Tonnen Last brachte nahezu dieselbe Wirkung hervor. Eine englische Maschine von 34 Tonnen Gewicht, aber mit 6 weit auseinander stehenden Triebrädern verursachte, weil ihr Gewicht weit weniger concentrirt war, blos eine örtliche Senkung von $^1/_2$ Zoll.

Verband der beiden Brückenbahnen.

Die 624 verticalen Hängeseile H von Drath (suspenders), durch welche die Brückenbahnen (die Eisenbahn und Straßenbahn) mit den Tauen verbunden sind, sind $1^3/_8$ Zoll stark und 5 Fuß von einander entfernt. Zu beiden Seiten der unteren Brückenbahn laufen zwei Straßenträger I, Figur 4, welche mit der oberen Brückenbahn durch je zwei hölzerne Säulchen K von $4^1/_4$ bei $6^1/_4$ Zoll Stärke und 18 Fuß Länge auf denselben Stellen, wo die Hängeseile herabgehen, so verbunden sind, daß letztere im Mittel einen Raum für eiserne runde sich kreuzende Verbindungsstangen L freilassen, welche mittelst Muttern, die sich auf gußeisernen Unterlagen am Ende jedes Säulenpaares bewegen, festgespannt werden können. Die Enden der Säulen sind zwischen zwei Querträgern M der oberen und zwei N der unteren Bahn mit hölzernen Keilen befestigt, sodaß, wenn das Holz schwinden sollte, es durch die obenangegebenen Muttern wieder zusammengezogen werden kann und nichts locker wird.

Die Senkung durch eine Last wird durch diese hölzernen Säulen K und eisernen Kreuzstreben L von einer Brückenbahn auf die andere übertragen. Die Verbindungsstangen sind 1 Zoll stark und kreuzen sich unter einem Winkel von 45 Grad von dem unteren Ende eines Säulenpaares bis zum oberen des nächsten vierten Paares.

Hierdurch wird der auf ein Paar Säulen wirkende Druck auf 40 Fuß Länge vertheilt.

Die Hängeseile H sind an ihren beiden Enden in gußeiserne Hülsen (caps), welche conische Löcher haben, mit eisernen Keilen verkeilt und dann mit Blei ausgegossen. Diese Hülsen hängen oben mit einem Bolzen an einem eisernen Bande, welches das Tau umschließt, während an sie die Brückenträger mit eisernen Bügeln O, die um eine gußeiserne Führung und einen eichenen Block P laufen, angehängt sind. Die eichenen Blöcke P halten je zwei Brückenquerträger N.

Stütz- und Sturm-Seile (stays).

Nicht wenig tragen auch die Stützseile Q (Figur 1 und Figur 2) dazu bei, der Brücke einen bedeutenden Grad von Steifheit zu geben. Es sind deren 64 von $1^3/_8$ Zoll starkem Drathseil, welche über den Brückenbahnen gleichmäßig unter die vier Taue vertheilt sind; mit einem Ende hängen sie an der Brückenbahn, während das andere mit einem Bügel (stirrup) an dem dazu gehörigen Sattel angemacht ist. Sie sind an jedes der Hängeseile H (suspenders), welche sie kreuzen, mit Drathbändern so befestigt, daß sie eine möglichst gerade Linie bilden, d. h. also sich nicht sacken können.

Jedes dieser Stützseile ist die Hypothenuse eines Dreieckes, dessen Katheten von der Brückenbahn und dem Pfeilermittel repräsentirt werden. Hierdurch entstehen also soviel Dreiecke, als wir Stützseile haben. Da nun das Dreieck die einzige Figur ist, dessen Ecken bei gegebenen Seitenlängen nicht verschoben werden können, so erhält man, wenn die Stützseile gut gerade und gespannt erhalten werden, so viel feste Punkte auf der Brückenbahn, als Stützseile vorhanden sind. Es steht nicht zu befürchten, daß diese Hebeseile die Sättel vorwärts bewegen, obgleich sie nicht über die Pfeiler

nach den Ankerplatten fortlaufen, sondern an die Sättel befestigt sind.

Die Friction der Taue, ohne ihre Krümmung in den Sätteln zu berücksichtigen, ist wenigstens einem Drittel ihres Druckes oder $^{500}/_{3} = 166^{2}/_{3}$ Tonnen gleich. Die gewöhnliche Spannung eines Stütztaues ist ungefähr 4 Tonnen gleich zu rechnen, also von 16 Stütztauen = 64 Tonnen, dem ein Widerstand von 166,66 Tonnen entgegenwirkt.

Die untere Brückenbahn ist mit 56 Sturmseilen R, Figur 1 und 2, befestigt, die mit Blei in die Uferfelsenwände eingegossen sind. Ihre gewöhnliche Spannung beträgt 2 bis 3 Tonnen und ihre vereinigte Kraft, welche sie bei einer mittlen Temperatur auf die Brückenbahn in verticaler Richtung ausüben, ungefähr 100 Tonnen, im Sommer weniger, im Winter mehr. Ihr Hauptzweck ist, gegen die Macht des Sturmes zu schützen; jedoch tragen sie gleichzeitig dazu bei, das Gleichgewicht der Brücke bei passirenden Zügen zu erhalten.

Noch ist zu bemerken, daß durch die bedeutende Seitenspannung der beiden oberen Taue, die horizontale Stabilität der Brücke ansehnlich vermehrt worden ist. Diese Seitenspannung ist nämlich dadurch erzielt worden, daß die Taue nach der Mitte der Brücke hin enger liegen, als an den Enden und gewissermaßen neben ihrer verticalen auch eine horizontale Kettenlinie bilden.

Sicherheit der Brücke.

So weit als die Brücke durch die Taue unterstützt ist, kann man ihre Last auf 1000 Tonnen annehmen, welches das Gewicht der Taue, Hänge-, Stütz- und Sturm-Seile einschließt.

Um die Spannung T der Taue zu finden, hat man:

$$T = \frac{W}{4x}\sqrt{4x^2 + y^2},$$

in welcher Formel

x die Pfeilhöhe des Taues (oder der mittleren beiden Taue),
y seine halbe Spannung und
W das Gewicht der Taue und gleichmäßig vertheilten Last repräsentirt.

Substituirt man in diese Formel für x = 59 und y = 410,66, so erhält man:

$$T = \frac{W}{4 \times 59}\sqrt{4 \times 59^2 + 410{,}66^2} \text{ oder}$$

$$T = W \times 1{,}81.$$

Die Spannung der Taue, welche durch ihre und die Brücken-Last hervorgebracht wird, ist demnach 1,81 × 1000 = 1810 Tonnen.

Die Tragfähigkeit der Taue ist 23878400 Pfund, oder in runden Zahlen wenigstens 12000 Tonnen, es ergiebt sich daher eine Sicherheit von 1810 : 12000 oder 1 : 6,63.

Züge von mehr als 200 Tonnen Gewicht werden sehr selten die Brücke passiren. Addirt man hierzu für Geschirre und Personen, die sich zu gleicher Zeit auf der Brücke befinden, noch 50 Tonnen, so erhält man 250 Tonnen. Die aus diesem Gewichte resultirende Spannung ist 250 × 1,81 = 452 Tonnen, welche, zu obigen 1810 Tonnen addirt, eine Spannung von 2262 Tonnen oder eine mehr als fünffache Sicherheit ergiebt.

Jedes der 624 Hängeseile H ist fähig, 30 Tonnen zu tragen, was eine gesammte Kraft von 18720 Pfund ausmacht, also ebenfalls eine sehr hohe Sicherheit gewährt. Eine Locomotive breitet ihr Gewicht mit Hilfe der Schienenträger und Kreuzstreben auf wenigstens 200 Fuß aus und der größte Druck direct unter der Maschine wird durch mindestens 20 Hängeseile getragen.

Wirkung schwerer Lasten.

Jeder Zug, welcher die Brücke passirt, verursacht eine Verlängerung der Taue und erzeugt folglich ein Sinken der Brückenbahn. Ist der Zug lang und bedeckt er nahezu die ganze Länge der Brücke und ist er gleichförmig beladen, so wird die Senkung der Brückenbahncurve eine gleichmäßige sein. Ist er kurz und bedeckt blos theilweise die Brücke, so wird das Sinken mehr örtlich sein und ist dann ein vereintes Resultat der Verlängerung der Taue und der Störung des Gleichgewichtes. Nach Passirung eines Zuges ist das Gleichgewicht der Brücke wieder hergestellt und die Brückenbahn steigt wieder in ihr früheres Niveau.

Am 18. März 1855 wurde die Brücke mit einem Experimentalfrachtzuge, welcher aus 20 geladenen Wagen bestand, die mit einer Maschine von 26 Tonnen Gewicht von Canada nach dem Newyork-Depot gezogen wurden, dem Betriebe übergeben.

Das ganze Gewicht des Zuges betrug 326 Tonnen;

resultirende Spannung der Taue	326 × 1,81 =	590 Tonnen
Querschnitt der Taue . .	=	240 Quadratzoll
Spannung auf den Quadratzoll	$\frac{590 \times 2000}{240}$ =	4917 Pfund
Spannung eines einzelnen Drathes	$\frac{4917}{60}$ =	82 Pfund
Mittele Länge der Taue und Ketten	=	1359 Fuß
Verlängerung des Taues für den Quadratzoll durch ein Gewicht von 2240 Pfund	=	0,0001 Fuß
Verlängerung der Taue und Ketten durch 2240 Pfund	=	0,1359 Fuß.

Hieraus ergiebt sich die Verlängerung der Taue durch 326 Tonnen gleich

$$2240 : 4917 = 0{,}1359 : 0{,}2983 \text{ Fuß.}$$

Die Senkung der Brücke, welche durch diese Verlängerung verursacht wird, findet man durch die Formel:

$$x = \sqrt{3/4\,(z^2 - y^2)}\,,$$

wo x die Senkung, y die halbe Spannweite und z die halbe Taulänge zwischen den Sätteln bedeutet.

Die halbe Länge des Taues ist . .	416 Fuß,
die halbe Spannweite	410,66 Fuß,
die Verlängerung des ganzen Taues	0,2983 Fuß,
daher des halben Taues	0,1491 Fuß.

folglich

$$x = \sqrt{3/4\,(416{,}1491^2 - 410{,}66^2)}\,,$$

oder $x = 58{,}34$ Fuß.

Die frühere Deflection war . . . . 57,50 Fuß,

also die durch den Zug bewirkte Senkung = 0,84 Fuß.

Mit dem Nivellirinstrument wurde bei diesem Zug eine Senkung von 0,82 Fuß im Brückenmittel beobachtet.

Als der Zug die Brücke wieder verlassen hatte, stieg sie wieder in ihr früheres Niveau. Gewöhnliche Fracht- oder große Personenzüge verursachen eine Senkung von 3 bis 5 Zoll. Ein kurzer Frachtzug bringt mehr Senkung hervor, als ein langer Passagier- oder leerer Fracht-Zug von größerem Gewicht, weil das Gleichgewicht durch kurze Züge mehr gestört wird, als durch lange. Eine Kettenbrücke, welche unter schweren Lasten nicht sinkt, kann nicht construirt werden, weil diese Bewegung mit der Natur der Kettenbrücken zusammenhängt.

Temperaturwirkungen.

Nach Versuchen von Röbling, die er mit 1000 Fuß langen Dräthen anstellte, verlängern sie sich bei einer Erhöhung der Temperatur von 100 Grad Fahrenheit um $1/1460$.

Die mittle Länge der Taue exclusive Ankerketten ist 1227 Fuß; daher ihre Dehnung durch 100° F. $\frac{1227}{1460} = 0{,}8404$ Fuß. Die Deflection der Taue bei 0° F. ist 57 Fuß.

Die halbe Kettenlänge findet man durch die Formel:

$$z = \sqrt{y^2 + 4/3\,x^2}\,,$$

Substituirt man für x oder die Deflection der Taue 57 Fuß, für die halbe Sehne y 410,66 Fuß, so erhält man:

$$z = \sqrt{410{,}66^2 + 4/3 \times 57^2} = 415{,}9009 \text{ Fuß.}$$

Addirt man hierzu die halbe Verlängerung der Taue bei 100° F. $\frac{0{,}8404}{2} = 0{,}4202$ Fuß, so erhält man das halbe verlängerte Tau = 416,3211 Fuß.

Um die Senkung der Bahn zu dieser Verlängerung der Taue zu finden, substituirt man in die Formel:

$$x = \sqrt{3/4\,(z^2 - y^2)}$$

für z den Werth 416,3211, für y 410,6666, oder

$$x = \sqrt{3/4\,(416{,}3211^2 - 410{,}6666^2)} = 59{,}25 \text{ Fuß.}$$

Zieht man hiervon die obigen 57,00 Fuß ab, so erhält man einen Unterschied der Deflection von 2,25 Fuß durch 100° F., was mit den Beobachtungen mit dem Instrument fast genau übereinstimmt.

Geleise auf der Brücke.

Wie schon bei den Schienenträgern erwähnt wurde, liegen auf jedem derselben 2 Schienen von 7 Zoll Höhe. Diese Doppelschienen geben nicht blos den Schienenträgern eine größere Tragfähigkeit, sondern bilden zugleich 3 verschiedene Geleisweiten. In Amerika herrscht nämlich, wie bekannt, der Uebelstand verschiedener Spurweiten, und so führen auch über diese Brücke 3 verschiedene Spuren, da sie von drei verschiedenen Bahnen mit ebensoviel Spurweiten benutzt wird. Die Canandaigua-Niagara-Falls-Railroad hat eine Spur von 6 Fuß, die Newyork-Central-Railroad eine Geleisweite von 4 Fuß $8^1/_2$ Zoll und die canadische Great Western-Railroad ein Spurenmaß von 5 Fuß 6 Zoll.

Die beiden äußeren Schienen liegen daher 6 Fuß, die erste und dritte 5 Fuß 6 Zoll und die beiden inneren 4 Fuß $8^1/_2$ Zoll von einander entfernt. Die obere Brückenbahn ist zum Schutz gegen Wetter und Feuer mit Eisenblechtafeln zwischen den Gleisen und auf den Fußwegen abgedeckt und dieselben mit brauner Oelfarbe angestrichen. Das Holzwerk der Brücke ist mit weißer, das Eisenwerk, außer den vier Haupttauen, welche blank gelassen sind, mit schwarzer Oelfarbe überstrichen.

Betrieb.

Die Eisenbahnbrücke ist stets, außer wenn ein Zug passirt, mit hölzernen Gitterthoren verschlossen, welche vor den Wendeltreppen für Fußgänger angebracht sind, sodaß sie den Fußweg nicht versperren, jedoch die Fußgänger zwingen, durch die Wendeltreppen bei den Zolleinnehmern vorbeigehen zu müssen.

Vier langgedehnte Pfiffe zeigen jetzt an, daß sich ein Zug von der Canada-Seite her in Bewegung setzen will. Die Thore öffnen sich und langsam ächzt eine Gütermaschine mit einem gewaltigen Zuge, der oft die ganze Brückenbahn einnimmt, daher. Erstaunt bleibt man auf der Mitte der Brücke neben dem Geleise stehen und ist zugleich begierig, die Wirkung, welche diese rollende Last auf die Brücke ausüben wird, kennen zu lernen. Die Maschine kommt näher und näher, doch Alles bleibt fest und ruhig, bis sie nur wenige Schritte vor dem halbängstlichen Beobachter ankommt. Jetzt fängt ein geringes Senken an, ist jedoch so

wenig bemerkbar, daß kaum die Stützseile ein wenig wanken. Der Zug geht vorüber und erst, wenn er völlig vorbei ist, beginnt ein leises Klirren der Hänge- und Stütz-Seile, und die Brücke steigt in ihr altes Niveau zurück. Den auf der unteren Brückenbahn wandelnden Personen hat es während dieser Zeit geschienen, als ginge ein fernes Unwetter über ihren Häuptern vorüber. Auf den Sätteln, zu denen eiserne Leitern führen, ist die Bewegung der Brückentaue und Brückenbahn am bemerkbarsten, da man eben von dort eine genaue Uebersicht über den ganzen vor Einem liegenden Bau hat. Und wie schön nimmt sich die Brücke von hier aus!

Die vier im Sonnenschein wie Silber glänzenden Taue stechen gegen die schwarzen schwachen Hänge- und Stütz-Seile und die braune Brückenbahn mit ihrem weißen Geländer und 4 Eisenbändern merkwürdig ab und flößen dem Beobachter von seiner Höhe aus das vollkommenste Vertrauen ein, indem sie gleich eisernen Armen von einem Tragpfeiler nach dem anderen hinüberlangen, während die Hänge- und Stütz-Seile sich wie ein Gewebe um sie zu einem Ganzen spinnen, auf dem die Menschen, wie Liliputaner herumwandern.

Das Dröhnen und Aechzen der Maschine wird von dem Niagara fast übertönt, der sich in Sehweite unter mächtigem Brausen herabstürzt und eine Dampfwolke über sich bildet. Der neue Ankömmling, der seine theuere Heimath verließ, staunt hier Natur und Kunst an und vergißt auch bei noch so trüben Erfahrungen, die er gewöhnlich seit seiner erst tagelangen Anwesenheit in Amerika schon gemacht hat, seinen Schmerz und sein Vaterland.

Doch eben pfeift es acht Male gedehnt, und die Maschine tritt ihren Rückweg von der amerikanischen Seite nach Canada wieder an und jetzt sieht man fröhliche und traurige Gesichter vorüberfahren, denn es ist ein großer Emigrantenzug von meist armen Deutschen, die sich einen neuen Heerd im Westen gründen wollen; die Mehrzahl von ihnen hat sich nicht einmal in ihrem Fieberwahne Zeit genommen, die riesige Brücke zu betrachten und sieht nur im Vorbeifahren die weltberühmten Niagarafälle.

Nach Vorschrift darf sich der Zug nicht schneller, als drei englische Meilen die Stunde bewegen, eine Geschwindigkeit, die einem mäßigen Schritte gleich kommt.

Die obere oder Eisenbahn-Brücke ist an die Great-Western-Eisenbahngesellschaft verpachtet. Der Pachtcontract schreibt vor, daß die Brücke vor der Befahrung von dem Gouvernements-Ingenieur der Provinz Canada, H. H. Killaly, untersucht und übernommen werden solle.

Folgendes Schreiben ist eine getreue Uebersetzung des Gutachtens dieses Ingenieurs:

„Departement der öffentlichen Bauten.
„Quebeck, den 31. April 1855.

„Meine Herren!

„Ich hatte die Ehre, vor Kurzem einen Brief von Herrn Röbling zu erhalten, in dem er mich aufforderte, ihm einen Tag zu bestimmen, an welchem ich die Niagara-Hängebrücke genau untersuchen und prüfen wolle. Desgleichen erhielt ich ein Schreiben von dem Director der Great-Western-Eisenbahngesellschaft in der nämlichen Angelegenheit.

„Während des Baues dieser Brücke habe ich so oft Gelegenheit gehabt, die sorgfältige Aufmerksamkeit, welche ihm in allen Details gewidmet worden ist, so wie die Auswahl der besten Baumaterialien, welche dazu verwendet worden sind, und die harten Proben, welchen die Brücke bis jetzt unterworfen worden ist, zu beobachten, daß ich keines ferneren Beweises bedarf, um mich von ihrer Stabilität und vollkommenen Sicherheit zu den Zwecken, für welche sie bestimmt ist, zu überzeugen, noch halte ich es für nöthig, den Ingenieur aufzufordern, noch einmal die Brücke officiell zu probiren.

„Die respectiven Untersuchungen, welche ich von Zeit zu Zeit während des Baues gemacht, die Prüfungen, welche mit ihr vorgenommen worden sind, und die geistreichen Berechnungen, welche Herr Röbling über ihre Tragfähigkeit u. s. w. gemacht hat und von denen ich jederzeit habe Einsicht nehmen können, überzeugen mich vollständigst, daß die Brücke, wenn für ihre Erhaltung gut gesorgt wird, ein sicheres und permanentes Bauwerk sein wird, dessen Plan seinem Erbauer die höchste Ehre macht.

„Ich bin meine Herren Ihr gehorsamer Diener
Hamilton H. Killaly,
Commissär der öffentlichen Bauten in Canada."

„An den Präsidenten der Niagara-Hängebrücken-Compagnie."

Uebersicht der Maße und Gewichte.

Länge der Brücke von Pfeiler- zu Pfeilermittel	821 F. 4 Z. engl.
" " Brückenbahn zwischen den Pfeilern	800 Fuß.
Breite der Eisenbahn- u. Passagier-Brückenbahn	24 "
Breite der Fahrbrückenbahn	19 "
Höhe der zwei Tragpfeiler auf der New-york-Seite	88 "
Höhe der zwei Tragpfeiler auf der Canada-Seite	78 "
Länge der zwei Landbrücken von den Flügelmauern zur Pfeilermitte	120 "
Breite derselben	24 "
Durchmesser eines Drahtaues	10 Zoll

Solider Querschnitt eines Drathtaues	60,4 Quadratzoll.
Querschnitt der untersten vier Ankerkettenglieder	276,0 " "
Querschnitt der obersten vier Ankerkettenglieder	372,0 " "
Tragfähigkeit der vier Ankerketten	11904 Tonnen.
Zahl sämmtlicher Drathquerschnitte in den 4 Tauen	14560
Totallänge des Drathes in den Tauen	4000 engl. Meilen.
Tragfähigkeit des Drathes zu den Tauen	1648 Pfund.
Tragfähigkeit der vier Taue	12000 Tonnen.
Gewicht der Brückenbahn und Taue	1000 "
Länge der Ankerketten	66 Fuß.
Länge der oberen Taue	1193 Fuß.
" " unteren "	1261 "
Pfeilhöhe der Kettenlinie der oberen Taue bei mittlerer Temperatur	54 "
Pfeilhöhe der Kettenlinie der unteren Taue bei mittlerer Temperatur	64 "
Zahl der Hängeseile	624.
Ihre Gesammttragfähigkeit	18720 Tonnen.
Zahl der Stützseile	64.
Ihre Tragfähigkeit	1920 Tonnen.
Zahl der Sturmseile	56.
Ihre Tragfähigkeit	1680 Tonnen.
Geleishöhe über dem Wasserniveau	245 Fuß.

Ueber Brennmaterial-Ersparniß.

Von

E. Bède.

Die „Revue universelle" von Cuyper enthält in mehreren Heften des laufenden Jahrganges sehr ausführliche Abhandlungen über den in der Ueberschrift genannten Gegenstand, welcher unter die wichtigsten Aufgaben der Technik gehört. Indem wir hieraus das Hauptsächlichste in gedrängtem Auszuge mittheilen, hoffen wir nicht nur dem angehenden Ingenieur mancherlei Belehrendes zu bieten, sondern auch den erfahreneren Techniker auf manche Mängel der Theorie und Praxis aufmerksam zu machen und zu bezüglichen Beobachtungen und Mittheilungen aufzufordern.

Von welcher Wichtigkeit zunächst die erörterte Frage ist, zeigt eine Berechnung über den Werth der bei Dampfkesselfeuerungen nur allein in der Provinz Lüttich jährlich verbrauchten Menge von Steinkohlen, welche sich auf 200 Millionen Kilogramme beläuft, und welche ein Capital von 3 bis 5 Millionen Francs repräsentirt. Die geringste Ersparniß an Brennmaterial wird bei diesem ungeheueren Verbrauch von der höchsten Bedeutung und sie ist für Alle von hoher Bedeutung, denn der Aufwand an Brennmaterial lastet auf allen Artikeln, die wir consumiren. Dessenungeachtet sind in dieser Beziehung seit Watt, d. h. seit 60 Jahren, nur sehr geringe Fortschritte geschehen, und doch lehrt die Wissenschaft unumstößlich, daß wir mittelst unserer Dampfmaschinen kaum den 40. Theil von der Wärme nützlich verwenden, welche in dem verbrauchten Brennmaterial enthalten ist.

Um in dieser Angelegenheit zu einem gründlichen Urtheil zu gelangen, werden 1. die Feuerungen und die den Zug befördernden Einrichtungen, 2. die Dampferzeugungsapparate und 3. die Hilfsapparate besprochen, welche dazu bestimmt sind, dem Dampfe soviel als möglich Leistung abzugewinnen, voraus aber wird auf

die allgemeinen Principien

etwas näher eingegangen, auf welchen die weiteren Beweise und Rechnungen fußen müssen. Es wird zunächst gehandelt von der

Wärmeeinheit und Wärmemenge der Brennstoffe. — Unter Wärmeeinheit (Calorie) versteht man diejenige Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kilogramm Wasser um einen Grad der hunderttheiligen Scala zu erwärmen und man versteht unter der Wärmemenge eines Brennstoffes diejenige Zahl von Wärmeeinheiten, welche 1 Kilogramm dieses Brennstoffes durch Verbrennung dem Wasser mittheilt. Wenn daher 1 Kilogramm Steinkohle beim Verbrennen 7500 Kilogramme Wasser um 1 Grad zu erwärmen vermag, so sagt man, daß die Wärmemenge der Steinkohle 7500 Calorien betrage.

Obgleich zahlreiche Versuche über die Wärmemengen der Brennstoffe angestellt worden sind, so haben dieselben doch für die Praxis nicht einen so hohen Werth, als man denken sollte, weil die Verhältnisse, unter welchen die Brennmaterialien in der Praxis verbrennen, in der Regel

sehr abweichend sind von denjenigen, welche bei solchen theoretischen Versuchen stattfinden und weil die Verschiedenheiten der Brennmaterialien so groß sind, daß man von einer Varietät noch gar keinen Schluß auf die andere thun kann. Hier können nur praktische Versuche den Ausschlag geben. Oft hängt Alles von der Stärke des Zuges ab, namentlich lassen sich geringe Sorten von Steinkohle nur bei starkem Zuge verbrennen, weil bei ungenügendem Zuge ein öfteres Putzen des Feuers nöthig ist, was theils mit Wärmeverlust, wegen des Zutrittes von kalter Luft, theils mit Brennmaterialverlust wegen des Durchfallens von Kohle durch den Rost verbunden ist.

Versuche über die Verdampfungsfähigkeit der Kessel. — Wenn nach Obigem 1 Kilogramm Steinkohle 7500 Calorien enthält, so muß es 11,5 Kilogramme Wasserdampf zu erzeugen im Stande sein, da 1 Kilogramm Dampf nur 650 Calorien enthält. Unsere Dampfkessel produciren aber meist nicht mehr als 5 bis 6 Kilogramme Dampf pro Kilogramm Steinkohle, sodaß die Hälfte unseres Brennmaterials unnütz verloren geht. Es ist eine Hauptaufgabe, jeden Dampfkessel auf seine Verdampfungsfähigkeit zu prüfen, was während des Ganges der Maschine geschehen kann, wenn man folgendermaßen verfährt.

Man notirt am Wasserstandszeiger zu Anfang des Versuches, wenn das Feuer in gutem Stande ist, genau den Wasserstand, wiegt dann das Brennmaterial zu, welches nachgeschüttet wird, beobachtet mittelst eines Compteurs die Spielzahl der Speisepumpe (wobei natürlich nur diejenigen Spiele zählen, welche Wasser in den Kessel geben) und endigt mit seinen Beobachtungen, wenn nach einigen Stunden der Wasserstand und das Feuer wieder genau in denselben Verhältnissen sind, als zu Anfang des Versuches. Aus der Spielzahl der Pumpe und ihren Dimensionen berechnet man das in den Kessel gebrachte Speisewasserquantum, welches während der Dauer des Versuches verdampft worden ist, weil sich der Wasserstand gleich geblieben ist, und durch Division mit dem Gewicht der gebrauchten Steinkohlen erhält man sofort die Verdampfungsfähigkeit des geprüften Kessels. Hierbei hat man sich allerdings vor zwei Täuschungen zu hüten, einmal wird nämlich durch den Dampf mehr oder weniger Wasser aus dem Kessel mit fortgerissen, welches aber nicht mit verdampftem Wasser verwechselt werden darf, und dann kann durch den undichten Zustand des Pumpenkolbens oder eines Ventiles u. s. w. weniger Wasser in den Kessel gepumpt worden sein, als dem Volumen der Pumpe entspricht, in beiden Fällen wird man also die Verdampfungsfähigkeit des Kessels zu hoch abschätzen. Daher ist es zweckmäßiger, diesen Versuch nicht während des Ganges der Maschine vorzunehmen, sondern eine Stillstandszeit dazu zu benutzen. Hierbei verfährt man wie folgt.

Wenn das Feuer in gutem Stande ist und die Maschine nur mit einem Theile ihrer gewöhnlichen Last arbeitet und die Speisepumpe bewegt, so läßt man den Wasserstand im Kessel um 7 bis 8 Centimeter über den niedrigsten Stand aufgehen und die Pressung bis nahe zu derjenigen Höhe, wo sich das, etwas leichter, als gewöhnlich belastete Sicherheitsventil öffnen würde, steigen. Nun hängt man die Speisepumpe ab und beobachtet an einer neben dem Wasserstandszeiger angebrachten fein getheilten Skala den Wasserstand. Von jetzt an wird die Steinkohle zugewogen, der Kessel aber wie gewöhnlich fortgefeuert. Bald öffnet sich das Sicherheitsventil, weil die Dampfmaschine nicht so viel Dampf consumirt und das Niveau des Wassers im Kessel sinkt, womit man fortfährt bis zu dem zulässigen tiefsten Wasserstande, worauf man letzteren wieder notirt.

Es ist zu erwähnen, daß bei diesem Versuche die Menge des verdampften Wassers größer ausfallen wird, als eigentlich richtig ist, denn der Versuch beginnt zu einer Zeit, wo das Wasser bereits in vollem Sieden ist und eine gewisse Spannung besitzt, sodaß jedes neugebildete Kilogramm Kohle nur 550, nicht 650 Wärmeeinheiten consumirt, und es müßte daher unter solchen Umständen 1 Kilogramm Steinkohle $\frac{7500}{550} = 13{,}6$ Kilogramme Wasser zu verdampfen im Stande sein. Findet man also 8 bis 10 Kilogr. verdampftes Wasser, so hat man diese Zahlen im Verhältniß von $\frac{550}{650}$ zu reduciren, wenn man die wahre Verdampfungsfähigkeit des Kessels wissen will.

Diese Versuche sind mindestens eben so wichtig, als die dynamometrischen Messungen an den Dampfmaschinen und sind leichter anzustellen. Wenn sie trotzdem nicht oft vorgenommen werden, so kann man höchstens zur Entschuldigung anführen, daß nach Cavé's Versuchen allerdings die Verdampfungsfähigkeit der verschiedensten Kesselconstructionen so ziemlich dieselbe gewesen ist. Stellt man solche Versuche an, so hat man sich guter Steinkohlen zu bedienen, welche ungefähr 6000 Calorien geben, nicht aber geringere von 3000 oder schlechte von 200 bis 300 Calorien Wärmemenge. Auch auf den Grad der Verbrennung kommt es sehr wesentlich an, indem nach Dulong die Wärmemenge des Kohlenoxydgases nur 1386, diejenige der Kohlensäure aber 7170 Calorien beträgt, also ein Ofen, in welchem alle Steinkohle nur zu Kohlenoxydgas zu verbrennen im Stande wäre, nur $1/6$ soviel leisten kann, als ein gut construirter Ofen, welcher das Brennmaterial zu Kohlensäure verbrennen läßt. Bède rechnet aus den Analysen der Gase nach, daß selbst in guten Feuerungen im Mittel 10 Procent Brennmaterial durch unvollkommene Verbrennung verloren geht, daß sich aber dieser Verlust öfters auf 16 und 24 Procent erhöht.

Nothwendiges Luftvolumen. — Die Steinkohle enthält zwei brennbare Bestandtheile, nämlich Kohlenstoff und Wasserstoff. Von Ersterem sind in den mageren Kohlen 77 Procent und mehr, und in den fetten Kohlen bis über 90 Procent enthalten, während der Gehalt an Wasserstoff ziemlich durchgängig 5 Procent beträgt. Außerdem enthalten sie noch Sauerstoff und geringe Antheile Stickstoff, und zwar variirt der Sauerstoff von 16 Procent bei den mageren Kohlen bis zu 4 Procent bei den fetten. Wenn die Verbrennung vollständig erfolgt, so muß der Kohlenstoff mit dem Sauerstoff der Luft zu Kohlensäure und der Wasserstoff der Steinkohle mit Sauerstoff aus der Luft zu Wasser verbrennen. Nach diesen chemischen Grundsätzen berechnet sich, daß zur Verbrennung von 1 Kilogramm Steinkohle 9 Cubikmeter atmosphärischer Luft erforderlich sind, allein die Praxis, welche derartige theoretische Angaben als unterste Grenzen anzusehen pflegt, rechnet hiervon mindestens das Doppelte, da man beobachtet hat, daß selbst bei guten Feuerungen kaum die Hälfte der zugeleiteten Luft zur Verbrennung beiträgt, sich sogar noch Rauch entwickelt, welcher ein Beweis von unverbrannt fortgehenden Kohlentheilen ist.

Hier entsteht nun die Frage, ob es trotz der dadurch entstehenden Abkühlung zweckmäßig sei, dem Feuer viel mehr Luft zuzuführen, als zur Verbrennung erforderlich ist. Diese Luft nimmt nämlich, wenn sie durch die Esse abzieht, sehr viel Wärme mit, da die Temperatur der Gase in der Esse bekanntlich selten unter 300° ist, und da ein Kilogramm Luft zu seiner Erwärmung bis auf 300° 75 Calorien Wärme in Anspruch nimmt. Wenn 1 Kilogramm Steinkohle zur Verbrennung 18 Cubikmeter = 23,4 Kilogramme Luft zugeführt erhält, wovon die Hälfte, oder 11,7 Kilogr. zur Verbrennung nichts beiträgt, so geht durch dieselbe eine Wärmemenge von $11{,}7 \times 75 = 877{,}5$ Calorien oder circa 12 Procent der in 1 Kilogramm Steinkohle enthaltenen Wärmemenge verloren, und doch ist dieser Verlust nicht zu umgehen, weil außerdem die Verluste noch größer sind.

Durch die Berechnung der bei den Versuchen von Combes über Rauchverbrennung (Annales des mines, 4., sér. XI,) angestellten Gasanalysen von Debette ergiebt sich:

Nummer der Analyse	Ueberflüssige Luftmenge in Procenten des ganzen Luftquantums	Wärmeverlust durch die überflüssige Luftmenge	Wärmeverlust durch unvollkommene Verbrennung	Gesammter Wärmeverlust
1	37 Proc.	10 Proc.	24 Proc.	34 Proc.
2	32 „	6 „	8 „	14 „
3	22 „	9 „	11 „	20 „
4	59 „	12,5 „	2,5 „	15 „
5	53 „	16,6 „	0,7 „	17 „
6	73 „	19,0 „	1,5 „	34 „
7	75 „	22 „	17,0 „	39 „

Wenn man hier den ersten Versuch wegen des abnormen Verlustes durch unvollkommene Verbrennung ausnimmt, so sieht man aus diesem Täfelchen, daß der totale Wärmeverlust sich bei 30 bis 60 Procent Luftüberschuß ziemlich gleich bleibt und sowohl bei 75 Procent Luftüberschuß höher ausfällt, als bei nur 20 Procent Ueberschuß (Versuch 3). Im Ganzen aber ergiebt sich als Schluß, daß es vortheilhaft sei, sich mit den Dimensionen der Feuerung so einzurichten, daß man das zwei- oder dreifache Luftvolumen zuzuführen im Stande ist, weil die Wärmeverluste bei doppeltem Luftvolumen nicht größer sind, als bei geringeren Luftquantitäten und weil die Garantieen einer vollständigen Verbrennung im ersteren Falle doch größer sind.

Rauch. — Der Rauch ist ein Gemisch von unverbrannten Kohlentheilchen, gasförmigen Producten und dampfförmigen Oelen, sein Austreten in die freie Luft ist also nicht nur eine Unannehmlichkeit für die Nachbarschaft, sondern auch ein Verlust für den Eigenthümer.

Er bildet sich am dicksten beim Aufgeben von neuem Brennmaterial, weil die Steinkohle zu ihrer Verbrennung nicht nur eine genügende Menge Luft, sondern auch eine hohe Temperatur verlangt und im Moment des Aufgebens nur die auf den glühenden Kohlen liegenden Stücke Beides erhalten, die übrigen aber einer bloßen Destillation ausgesetzt sind, deren Producte beim Abzug nach der Esse nur mit solcher Luft in Berührung treten, welche nicht mehr genug Sauerstoff enthält, um sie zu verbrennen.

Es bildet sich aber auch außerdem stets Rauch, weil die durch den Rost eintretende Luftmenge stets zu gering ist, um das zu verbrennende Steinkohlenquantum ganz zu zersetzen.

Schnelle und langsame Verbrennung. — Es fragt sich, welche von beiden Arten der Verbrennung die vortheilhaftere ist, und da die schnelle oder langsame Verbrennung von der Menge der zugeführten Luft abhängig ist, so müßte man sich nach Obigem für Erstere entscheiden, wenn es sich nicht zugleich um die Zeit hierbei handelte. Man kann nämlich durch Erzeugung eines stärkeren Zuges in demselben Ofen und in derselben Zeit eine größere Menge Steinkohle verbrennen, als bei schwächerem Zuge, und es fragt sich, was vortheilhafter ist. Man kann kaum annehmen, daß diejenige Luftmenge, welche zweckmäßiger Weise zugelassen werden muß, um 1 Kilogr. Steinkohle in 1 Stunde zu verbrennen, auch noch ein zweckmäßiges Verhältniß ergeben werde, wenn 1 Kilogramm Steinkohle in ½ Stunde verbrannt werden soll, einmal weil bei den chemischen Zersetzungen die Dauer der Einwirkung nicht ohne Einfluß ist und dann weil diese Zersetzungen durch die Wärme sehr begünstigt werden, ein aufgegebenes größeres Brennmaterialquantum aber weniger Wärme empfängt, als wenn es in kleineren Mengen aufgegeben wird. Jedoch

können in solchen Dingen nur Erfahrungen entscheiden, und leider sind diese widersprechend.

Nach Murray soll nämlich bei langsamer Verbrennung 1 Kilogramm Steinkohle 6 Kilogramme Wasser verdampft haben, während bei schneller Verbrennung nur 4 bis 5 Kilogramme Dampf erzeugt worden wären. Auch zieht man für die Cornischen Dampfkessel die langsame Verbrennung vor. Dagegen hat Cavé durch Versuche gefunden, daß man die stündlich verbrannte Steinkohlenmenge um die Hälfte vermehren kann, ohne daß sich ein wesentlicher Unterschied in der Dampfproduction zeigt, und die Versuche von Marozeau führen auf dasselbe Resultat, wenn sie gleich nachweisen, daß das Aufgeben in kleineren Quantitäten auf einmal vortheilhafter sei.

Man muß hieraus wohl schließen, daß die langsame Verbrennung in danach eingerichteten Oefen, z. B. auf großen Rosten, wo das Brennmaterial nicht dick liegt, und also genug Wärme und Luft zur Verbrennung erhält, und bei großen Kesseln und Oefen, in welchen die Producte der Verbrennung ihre Wärme abzugeben Zeit finden, ganz vortheilhaft sein kann.

Eigenschaften der Steinkohlen. — Man unterscheidet die Steinkohlen meist in fette oder backende, in halbfette oder Sinterkohlen und in magere oder Sandkohlen. Erstere ist sehr reich an brennbaren Bestandtheilen, verbrennt mit langer, weißer Flamme, mit starkem Geruch und viel Rauch und erzeugt eine bedeutende Hitze. Sie ist ihres hohen Preises und der sehr backenden Eigenschaften wegen weniger zur Kesselfeuerung geeignet, weil die über dem Roste entstehende feste Decke aus zusammengebackenen Kohlen eine schnelle Zerstörung des Rostes und Verminderung des Zuges zur Folge hat.

Von den halbfetten Steinkohlen wird diejenige Sorte, welche in ihren Eigenschaften der fetten Kohle nahe steht, vorzüglich zur Cokesbereitung verwendet, aber die zweite Sorte (in England die Cannelkohle) ist sehr vortheilhaft zur Kesselfeuerung.

Die mageren Steinkohlen endlich, welche sofort durch ihren geringen Glanz und ihre größere Festigkeit auffallen, sind nicht backend, entzünden sich schwerer, geben aber, namentlich, wenn sie mit langer Flamme verbrennen, ein vorzügliches Kesselheizmaterial.

Man hat noch verschiedene von der Größe der Stücken entlehnte Bezeichnungen, deren Anführung aber hier ohne Werth sein würde. Weil die in großen Stücken brechende Kohle auch immer die reinste Sorte ist, so ist ihr Preis auch der höchste. Aus den beigemengten schieferigen und erdigen Verunreinigungen entsteht beim Verbrennen Asche oder Schlacke, jenachdem dieselben unschmelzbar oder schmelzbar sind. Diese Beimengungen sind nicht blos ein reiner Verlust, sondern sie machen auch ein öfteres Putzen des Rostes von unten nöthig, wobei stets etwas klare Kohle mit verloren geht oder ein Auflockern von oben, was bei offener Ofenthüre geschehen muß, also mit Wärmeverlusten verbunden ist. Angefeuchtete Kohle soll übrigens mehr Schlacke geben als trockene. Schwefelkieshaltige Kohlen sind sowohl wegen des zerstörenden Einflusses, welchen der Schwefel auf Eisen ausübt, als auch wegen der Gefahr von Selbstentzündung in den lagernden Vorräthen zu vermeiden. Die englischen Steinkohlen sind sehr rein und geben zum Theil nur 1½ Procent Asche; weniger rein sind die belgischen und französischen Kohlensorten, welche bis 15 Procent Asche geben und daher mit Vortheil einem Wasch- und Aufbereitungsproceß unterworfen werden.

(Fortsetzung folgt.)

Ventilation des Steinkohlenwerkes Abercarn.

In England wendet man gewöhnlich nur Wetteröfen zur Ventilation der Steinkohlengruben an, wobei durch ein am Tiefsten eines Schachtes unterhaltenes Feuer eine solche Luftverdünnung in demselben erzeugt wird, daß dadurch der erforderliche Luftzug in den Bauen entsteht. In Belgien und Frankreich bedient man sich dagegen hierzu besonderer Wettermaschinen, welche zwar nicht so einfach sind, aber dafür den Zweck viel vollständiger erfüllen. Neuerlich berichtet das „Civil-Engineer- and Architects-Journal, Vol. 20, No. 281“, über einen auf dem Steinkohlenwerke zu Abercarn in South-Wales aufgestellten, von Nasmith in Patricroft gebauten Ventilator, welcher ungeachtet seiner einfachen Construction sehr befriedigende Resultate gegeben hat.

Dieser Ventilator hat 13½ Fuß Durchmesser und 8 gerade Flügel von 3 Fuß 6 Zoll Breite und 3 Fuß Länge aus dünnem Eisenblech, welche an gegabelten Armen befestigt sind. Das Rad steckt auf einer horizontalen, von Zapfenmittel zu Zapfenmittel 8 Fuß 7 Zoll langer Welle mit 4 Zoll langen und 4½ Zoll starken Zapfen und bewegt sich zwischen zwei blechernen Wänden mit 3 Zoll Zwischenraum auf jeder Seite. Der Umfang ist völlig offen und

in den Wänden sind zwei, mit der Welle concentrische, 6 Fuß weite kreisförmige Oeffnungen, vor welchen sich aus Blech gefertigte rechteckige Canäle, die nach abwärts gerichtet sind und als Saugröhren dienen, befinden. Die Lager der Ventilatorwelle sind in der äußeren Wand dieser Canäle angebracht und werden durch ein gußeisernes, auf der Bodenplatte stehendes Gerüst getragen, welches zugleich zur Unterstützung des Ventilatorgehäuses dient. Der ganze Ventilator steht neben dem Förderschachte und communicirt mit diesem durch eine kurze Strecke bei 21 Fuß Tiefe unter Tage.

Als Umtriebsmaschine ist eine kleine direct wirkende Dampfmaschine ohne Condensation angewendet, welche an das gußeiserne Gerüst angeschraubt ist und deren Kolben durch Gleitbacken vertical geführt wird, während die Lenkerstange direct an eine am Ende der Ventilatorwelle aufgesteckte Kurbel angeschlossen ist. Der Dampfcylinder hat 12 Zoll Durchmesser und 12 Zoll Hub und wird aus den Kesseln der Fördermaschine mit Dampf von 13 Pfund Druck pro Quadratzoll gespeist. Das Excentric, welches die Schieber bewegt, reitet innerhalb des Mantels auf der Welle und wirkt mittelst einer kurzen Steuerhebelwelle auf den Schieber.

Der Schacht ist von elliptischer Form, 18 Fuß lang und 10 Fuß weit und hat ziemlich in der halben Länge einen hölzernen Scheider, sodaß die eine Hälfte als Wettereinfallschacht, die andere als Wetterauszugschacht dient. Sie werden aber zugleich als Förderschächte benutzt, und die Fördergerüste gehen zwischen Leitungen. Die Pumpen stehen in dem Wettereinfallschachte.

Der Wetterauszugschacht, mit welchem der Ventilator in Verbindung steht, muß natürlich oben geschlossen sein, weshalb darüber ein hölzerner Deckel liegt, in welchem sich nur ein Loch zum Durchgang der Förderkette befindet und welcher von der aufgetriebenen Tonne mit in die Höhe genommen und bei ihrem Niedergang wieder über den Schacht gedeckt wird. Während die Tonne sich auf der Hängebank befindet, schließt der gedielte Boden des Fördergestelles den Schacht so ziemlich ab und das Eindringen von Luft durch die noch vorhandenen Spalten zeigt sich völlig ohne Einfluß, weshalb von einer vollkommeneren Luftklappe abgesehen werden konnte.

Die ganze Tiefe des Schachtes beträgt 300 Yards, und bei 120 Yards Tiefe wird ein Luftstrom nach Bauen abgeleitet, in denen Kohle und Thon gewonnen wird; der Hauptstrom geht aber bis ins Tiefste des Schachtes und wird dann in verschiedenen Zweigen durch die Baue geführt, deren gesammte Länge ziemlich 14 engl. Meilen beträgt. Der längste Weg, welchen ein Luftstrom vom Einfall bis zum Austritt zurücklegen muß, beträgt ziemlich 2 Meilen Länge.

Die Geschwindigkeit, mit welcher der Ventilator in Bewegung gesetzt wird, ist durchschnittlich 60 Umdrehungen pro Minute und die Umfangsgeschwindigkeit der Flügel 2545 Fuß pro Minute, wobei 45000 Cubikfuß Luft pro Minute aus den Bauen saugend entfernt werden.

Nachstehende Tabelle giebt die Resultate einer Anzahl von Versuchen, welche von **Rogers** mit dem Ventilator angestellt wurden.

	Barometerstand		Temperaturgrad nach Fahrenheit				Umgänge pro Minute	Luftdruck in Zollen Wasser	Geschwindigkeit der Luft in Fußen pro Minute	Cubikfuß Luft pro Minute	Dampfdruck in Pfunden	Verbrauchte Kohle in Pfunden pro Stunde
	Oberfläche	Im Tiefsten	Wettereinfallschacht		Wetterauszugschacht							
	Zoll	Zoll	oben	unten	oben	unten						
Mittel aus 12 Versuchen mit natürl. Wetterzug	29,61	30,60	41,10	51,73	55,56	48,00	—	0,15	446,0	24325	—	—
Mittel von 4 Versuchen mit dem Ventilator .	29,85	30,85	38,10	50,10	53,93	47,30	60	0,50	781,8	45187	13,0	17,4
Desgl. aus 5 Experimenten	29,65	30,61	41,40	50,70	55,10	48,70	80	0,90	1037,0	56555	19,3	23,2

Bei diesen Versuchen wurde die Luftgeschwindigkeit nach den Angaben sorgfältig construirter Wassermanometer über die Differenz des Druckes berechnet, wobei zur Controle ein Anemometer und die Zeit, in welcher der Rauch von Pulver, welches mittelst einer über Tage aufgestellten galvanischen Batterie in bestimmten Zwischenräumen abgebrannt wurde, an der Oberfläche erschien, beobachtet wurde.

Die Geschwindigkeit des Ventilators ließ sich leicht durch ein Drosselventil im Dampfrohre reguliren, welches nach Bedürfniß von dem mit der Aufsicht über den Schacht beauftragten Manne gestellt wird. Am günstigsten scheint eine Geschwindigkeit von 50 bis 60 Umdrehungen pro Minute zu sein; bei 80 Umdrehungen wird der Zug so heftig, daß die Lampen in den Bauen verlöschen.

Aus der Tabelle ersieht man, daß bei 60 oder 80 Umdrehungen des Ventilators resp. 45000 und 56000 Cubikfuß Luft mit 782 oder 1037 Fuß Geschwindigkeit pro Minute angesogen werden, wobei im Auszugschachte eine Luftverdünnung von resp. 0,5 oder 0,9 Zoll Wasserdruck entsteht.

Dieser Ventilator ist nun bereits zwei Jahre in ununterbrochenem Gange gewesen und hat nicht die mindeste Reparatur nöthig gemacht. Die Maschinerie ist zu dem Ende sehr einfach und solid hergestellt und der Dampfkolben hat eine Metallliederung, um keine Erneuerung der Liederung zu bedürfen.

Man beabsichtigte ursprünglich die Aufstellung eines zweiten solchen Ventilators als Reserve, kann aber, wegen des vortrefflichen Ganges des ersten davon absehen. Sollte noch ein anderer Ventilator aufgestellt werden, so beabsichtigt Rogers demselben einen noch größeren Durchmesser bis zu 21 Fuß zu geben und den Mantel billiger und einfacher zu construiren. Er schlägt dazu dünne Ziegelmauern vor, welche ungleich wohlfeiler zu stehen kommen würden.

Der große Vorzug dieser Ventilationsmethode gegen diejenige mit Wetteröfen besteht namentlich in der Möglichkeit einer raschen Steigerung der Ventilation und in der Frische und Kühle der Luft im Wetterauszugschachte, welcher eben so gut, wie die andere Schachtabtheilung zur Fahrung benutzt werden kann, wogegen bei Wetteröfen derselbe voll Rauch und Hitze wird, auch Gefahr der Entzündung herbeiziehender schlagender Wetter vorhanden ist. Die Anwendung eines saugenden Ventilators statt eines blasenden ist mit Kraftersparniß verbunden; dadurch, daß der Mantel am Umfange nicht geschlossen ist, sind beim Austritt der Luft alle Widerstände vermieden und die Störungen, welche durch das Zusammenstoßen der beiden von der Seite hereindringenden Luftströme erzeugt werden könnten, sind dadurch beseitigt, daß der Armstern um die Welle herum mit einer Blechscheibe belegt ist.

Ein noch größerer Ventilator derselben Construction mit 15 Fuß Durchmesser und 4 Fuß 3 Zoll Flügelbreite ist mit gleich gutem Erfolg später auf dem Kohlenwerke bei Skiar Spring aufgestellt worden.

Graphische Tabelle über die wichtigsten Constructionselemente der Turbinen.

Von

K. R. Bornemann.

(Fortsetzung von Seite 19.)

(Hierzu Tafel 7.)

Schottische Turbine.

Die schottische Turbine ist zwar diejenige Gattung von horizontalen Wasserrädern, welche den ungünstigsten Effect giebt, doch findet sie, wegen der großen Einfachheit ihrer Construction, bei hohen Gefällen noch häufig Anwendung, und es rechtfertigt sich also wohl hierdurch ihre Aufnahme in den hier vorgeführten beschränkten Cyclus von Turbinen. Die Theorie dieses Rades wird in Weisbach's „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", Bd. II, S. 376, vollständig vorgetragen und wir haben dieselbe nur in das französische Maßsystem umzusetzen.

Nimmt man einen Constructionscoefficienten

$$\eta = 0,5$$

an, so bestimmt sich die erforderliche Aufschlagmenge durch

$$Q = \frac{75\,Z}{500\,h} = 0,15\,\frac{Z}{h}.$$

Setzt man ferner die Geschwindigkeit in den Einfallröhren = 2 Meter, so erhält man für den Halbmesser dieser Rohre oder für den inneren Radhalbmesser:

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{2\pi}} = 0,1545\sqrt{\frac{Z}{h}}.$$

Für das vortheilhafteste Geschwindigkeitsverhältniß giebt die Weisbach'sche Theorie:

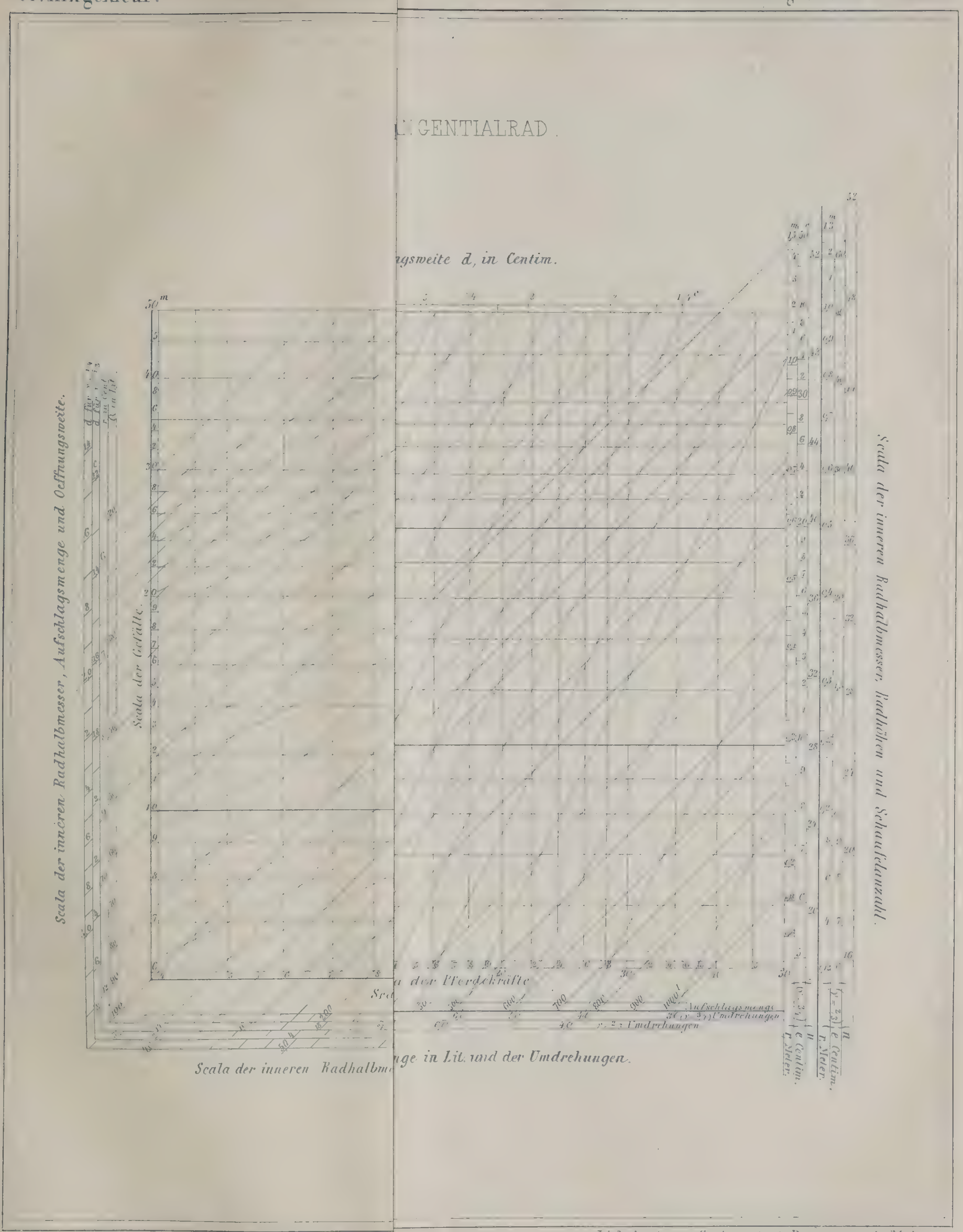
$$\vartheta = \frac{\varphi - \sqrt{\varphi^2 - \psi}}{2\,\psi\sqrt{\varphi^2 - \psi}} = \frac{1}{2\,\psi}\left(\sqrt{\frac{1}{1 - \frac{\psi}{\varphi^2}}} - 1\right),$$

wenn

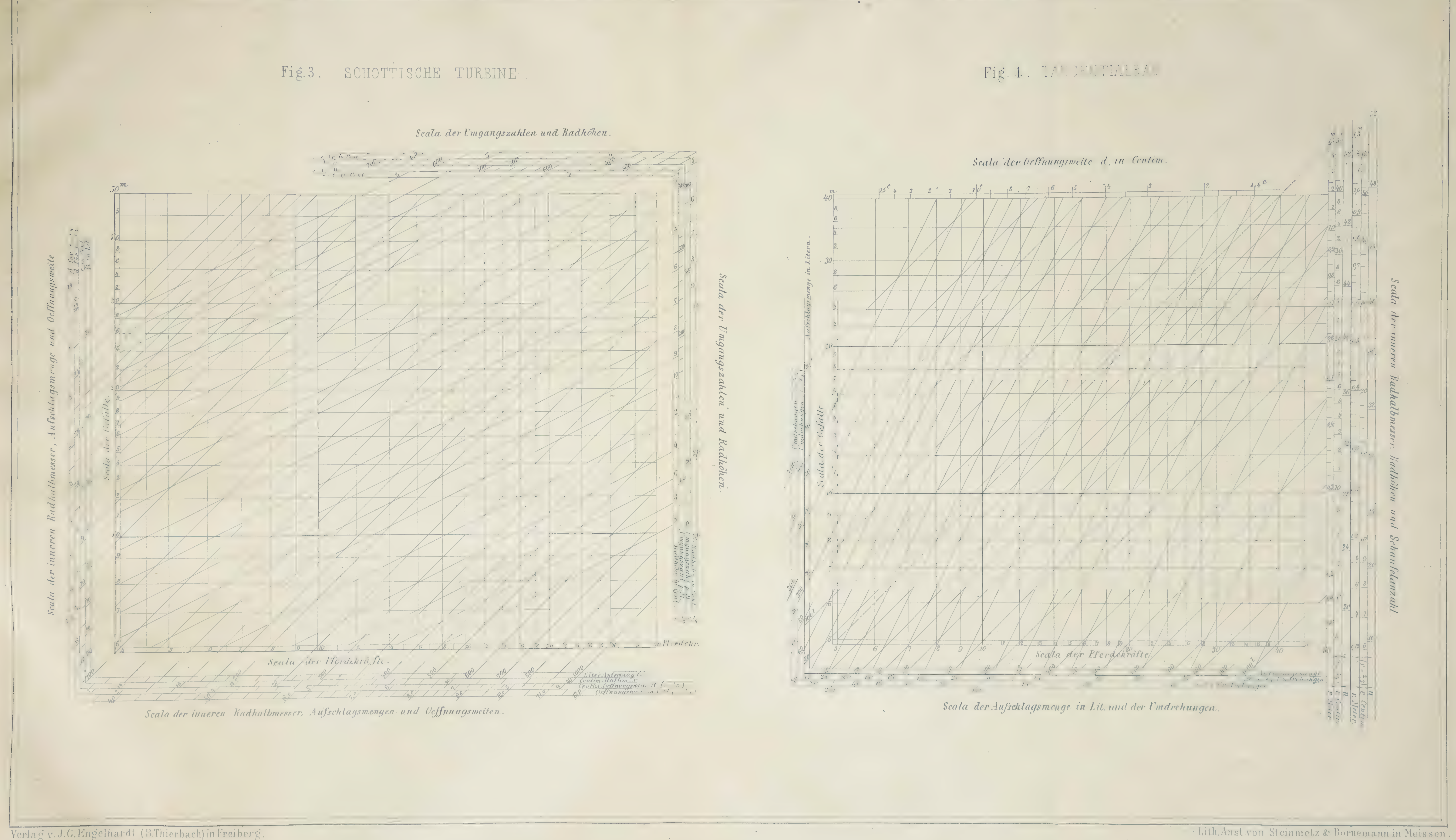
$$\psi = 1 - \zeta\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \operatorname{tang}^2\beta = 1 - \zeta\nu^2 \operatorname{tang}^2\beta$$

$$\varphi = \frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos\delta}$$

bedeutet, Formeln, welche sich aus den oben gegebenen Formeln für die Fourneyron'sche Turbine ableiten lassen,



Verlag v. J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag v. J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

wenn man bedenkt, daß hier der Winkel $\alpha = 90$ wird, weil der Leitschaufelapparat bei der Schottischen Turbine ganz wegfällt.

Nimmt man nun für die Winkel δ und β die Werthe

$$\delta = 10^0$$
$$\beta = 150^0$$

an, setzt man überdies $\zeta = \varkappa = 0{,}1$, so folgt

$$\varphi = 1{,}065 \text{ und}$$
$$\psi = 1 - 0{,}0333 \, . \, \nu^2, \text{ also}$$

für $\nu = \frac{1}{3}$ und für $\nu = \frac{1}{4}$

$\psi = 0{,}9963$ $\qquad$ $\varphi = 0{,}9979$,

woraus sich wiederum ergiebt:

für $\nu = \frac{1}{3}$ $\qquad$ für $\nu = \frac{1}{4}$

$\vartheta = 0{,}9373$ $\qquad$ $\vartheta = 0{,}9441$

$\sqrt{\vartheta} = 0{,}9681$ $\qquad$ $\sqrt{\vartheta} = 0{,}9717$.

Dem Verfasser sind keine Versuche bekannt, aus denen zuverlässig entnommen werden könnte, in welchem Verhältniß die wirklich beobachtete Geschwindigkeit zur theoretischen Geschwindigkeit steht, doch glaubt er nicht wesentlich zu irren, wenn er dieses Verhältniß zu $\frac{2}{3}$ annimmt, und setzt dem entsprechend:

für $\nu = \frac{1}{3}$

$$v = \tfrac{2}{3} \sqrt{2 g \, . \, \vartheta} \sqrt{h} = 2{,}859 \sqrt{h}$$
$$\vartheta = 0{,}4166,$$

für $\nu = \frac{1}{4}$

$$v = 2{,}869 \sqrt{h}$$
$$\vartheta = 0{,}4196.$$

Hieraus ergiebt sich sogleich die zweckmäßigste Umdrehungszahl

für $\nu = \frac{1}{3}$

$$u = 9{,}55 \cdot \frac{v \nu}{r_1} = \frac{9{,}55}{3} \cdot \frac{2{,}859 \sqrt{h}}{0{,}1545 \sqrt{\frac{Z}{h}}} = 58{,}89 \frac{h}{\sqrt{Z}},$$

für $\nu = \frac{1}{4}$

$$u = 44{,}33 \frac{h}{\sqrt{Z}}.$$

Da nun ferner die Geschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus dem inneren Raume in das Rad durch

$$c = - v_1 \operatorname{tang} \beta = \nu v \operatorname{tang} \beta$$

bestimmt wird, so ergiebt sich, daß die Summe der Eintrittsöffnungen durch:

$$F = \frac{Q}{c} = - \frac{0{,}15 \, Z}{\nu . v \operatorname{tang} \beta . h},$$

und die innere Radhöhe durch:

$$e = \frac{F}{2 \pi r_1} = - \frac{0{,}15 \, Z \sqrt{h}}{h . 2 \pi . \nu \operatorname{tang} \beta . 0{,}1545 \sqrt{Z} . v}$$
$$= \frac{0{,}2676 \sqrt{Z}}{\nu . v \sqrt{h}}$$

bestimmt werden kann, und man erhält

für $\nu = \frac{1}{3}$

$$e = \frac{0{,}2676 . 3 \sqrt{Z}}{2{,}859 \sqrt{h} . \sqrt{h}} = 0{,}281 \frac{\sqrt{Z}}{h},$$

für $\nu = \frac{1}{4}$

$$e = 0{,}373 \frac{\sqrt{Z}}{h}.$$

Ferner giebt die Theorie für die Ausflußgeschwindigkeit den Ausdruck:

$$c_2 = \sqrt{\frac{2 g h + \psi v^2}{1 + \varkappa}} = \sqrt{2 g} \sqrt{\frac{1 + \psi \vartheta}{1 + \varkappa}} \sqrt{h}$$
$$= 4{,}429 \sqrt{\frac{1 + \psi \vartheta}{1 + \varkappa}} \sqrt{h},$$

und man erhält daher die Weite d der n Ausflußöffnungen durch:

$$d = \frac{Q}{n . c_2 . e} = \frac{0{,}15 \, Z}{4{,}429 \, n h \sqrt{h}} \sqrt{\frac{1 + \varkappa}{1 + \psi \vartheta}} \cdot \frac{\nu . v \sqrt{h}}{0{,}2676 \sqrt{Z}}$$
$$= \frac{0{,}1327 . \nu . v}{n \sqrt{1 + \psi \vartheta}} \cdot \frac{\sqrt{Z}}{h}.$$

Trifft man nun noch die weitere Bestimmung, daß bei dem Halbmesserverhältniß $\nu = \frac{1}{3}$ die Zahl der Schwungröhren 3, und daß $n = 2$ für $\nu = \frac{1}{4}$ angenommen werde, so erhält man nach Substitution der betreffenden Werthe von v, ψ und ϑ

für $\nu = \frac{1}{3}$

$$d = \frac{0{,}1327 . 2{,}859 \sqrt{Z}}{3 . 3 . \sqrt{1 + 0{,}9963 . 0{,}4166} \sqrt{h}} = 0{,}03544 \sqrt{\frac{Z}{h}},$$

für $\nu = \frac{1}{4}$

$$d = 0{,}04394 \sqrt{\frac{Z}{h}}.$$

Man hat also überhaupt zur Construction und Bestimmung der Dimensionen der Schottischen Turbine folgende Regeln:

$\nu = \frac{1}{3}$	$\nu = \frac{1}{4}$
$\delta = 10^0$	$\delta = 10^0$
$\beta = 150^0$	$\beta = 150^0$
$Q = 0{,}15 \frac{Z}{h}$	$Q = 0{,}15 \frac{Z}{h}$
$r_1 = 0{,}1545 \sqrt{\frac{Z}{h}}$	$r_1 = 0{,}1545 \sqrt{\frac{Z}{h}}$
$r = 0{,}4635 \sqrt{\frac{Z}{h}}$	$r = 0{,}618 \sqrt{\frac{Z}{h}}$
$e = 0{,}281 \frac{\sqrt{Z}}{h}$	$e = 0{,}373 \frac{\sqrt{Z}}{h}$
$n = 3$	$n = 2$
$d = 0{,}03544 \sqrt{\frac{Z}{h}}$	$d = 0{,}04394 \sqrt{\frac{Z}{h}}$
$u = 58{,}89 \frac{h}{\sqrt{Z}}$	$u = 44{,}33 \frac{h}{\sqrt{Z}}$
$\omega = 150^0$	$\omega = 210^0$.

Der letzte Winkel ist der Centriwinkel zu dem Bogen, welchen jede Schwungröhre umspannt.

Es ist sehr leicht, nach diesen Formeln eine graphische Tabelle zu construiren. Das auf Tafel 7 in Figur 3 gegebene Diagramm giebt Aufschlagsmenge, Radhalbmesser, Radhöhe, Weite der Austrittsöffnung und Umgangszahl für Turbinen von 4 bis 50 Pferdekräften bei 6 bis 50 Meter Gefälle. Man findet darauf nur zwei Systeme von Transversalen, wovon das steilere zum Aufsuchen der Aufschlagsmenge, des inneren Radhalbmessers und der Weite der Austrittsöffnung in der am linken und unteren Rande der Figur befindlichen Scala dient, indessen das flachere System von Schrägen nach der Scala der Radhöhen und Umdrehungszahlen vom oberen und rechten Rande der Figur führt. Die Manipulation des Ablesens ist dieselbe, wie bereits oben (Seite 16) beschrieben.

Man erkennt aus dieser Tabelle, wenn man sie mit dem Diagramm der Fourneyron'schen und Jonval-Turbine vergleicht, recht auffallend, wie viel weniger Umgänge unter sonst gleichen Umständen die Schottische Turbine zu machen braucht, zugleich aber auch, wie viel mehr Aufschlagewasser sie consumirt.

Tangentialrad.

Die Theorie des Tangentialrades ist in Weisbach's „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", Bd. II, S. 320, gegeben worden, jedoch ohne Rücksicht auf die hydraulischen Hindernisse. Versuchen wir mit Berücksichtigung der Letzteren eine vollständigere Theorie zu entwickeln, und möge:

α den Winkel bedeuten, welchen die Richtung des in das Rad eintretenden Strahles mit der Tangente am äußeren Radumfange bildet,

β den Winkel, unter welchem das erste Schaufelelement gegen dieselbe Tangente geneigt ist,

δ den Winkel des letzten Schaufelelementes mit der inneren Peripherie des Rades,

c, c_1, c_2 die Geschwindigkeit des Wasserstrahles vor dem Eintritte in das Rad, nach demselben und beim Austritte aus demselben,

v und v_1 die Geschwindigkeit des äußeren und inneren Radumfanges,

ω die absolute Geschwindigkeit des abfließenden Wassers,

ν das Halbmesserverhältniß $\frac{r_1}{r}$ zwischen dem inneren und und äußeren Radhalbmesser,

ζ und $\varkappa$ die Widerstandscoefficienten für die Leitschaufeln und Radschaufeln.

Es ergeben sich sodann folgende Relationen:

Damit das Wasser ohne Stoß in das Rad eintrete, muß

$$c = v \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}$$

gemacht werden, und es ist alsdann

$$(1+\varkappa)\, c_2^2 = c_1^2 + v_1^2 - v^2,$$

oder wenn man obige Werthe von c und c_1 und $\nu \,.\, v$ für v_1 einsetzt:

$$(1+\varkappa)\, c_2^2 = c^2 + \nu^2 . v^2 - 2 v^2 \frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}.$$

Für c^2 kann man aber einführen:

$$c^2 = \frac{2gh}{1+\varkappa}$$

und es wird daher erhalten:

$$c_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\varkappa}} \sqrt{\frac{2gh}{1+\zeta} + v^2\left[\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right]}.$$

Die Leistung des Tangentialrades wird:

$$L = (c^2 - \omega^2 - \varkappa c_2^2)\frac{Q\gamma}{2g},$$

und da

$$\omega^2 = c_2^2 + v_1^2 - 2 c_2 v_1 \cos\delta = c_2^2 + \nu^2 v^2 - 2\nu v c_2 \cos\delta$$
$$= \frac{1}{1+\varkappa}\left(\frac{2gh}{1+\zeta} + v^2\left[\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right]\right)$$
$$+ \nu^2 v^2 - \frac{2\nu v\cos\delta}{\sqrt{1+\varkappa}}\sqrt{\frac{2gh}{1+\zeta} + v^2\left[\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right]},$$

so folgt:

$$L = \frac{Q\gamma}{2g}\left(\frac{2gh}{1+\zeta} - \frac{2gh}{1+\zeta} - v^2\left[\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right] - \nu^2 v^2\right.$$
$$\left. + \frac{2\nu v\cos\delta}{\sqrt{1+\varkappa}}\sqrt{\frac{2gh}{1+\zeta} + v^2\left[\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right]}\right)$$
$$= \left(\frac{2v.\nu\cos\delta}{\sqrt{1+\varkappa}}\sqrt{\frac{2gh}{1+\zeta} + v^2\left[\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right]}\right.$$
$$\left. - 2\nu^2 v^2 + v^2\frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right)\frac{Q\gamma}{2g}.$$

Setzt man hier folgende Hilfsgrößen ein:

$$\varphi = \frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\nu\cos\delta}\sqrt{1+\zeta} = \text{annähernd } \frac{\sqrt{1+\varkappa+\zeta}}{\nu\cos\delta},$$

$$\psi = (1+\zeta)\left[\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right] \text{ und}$$

$$\chi = \nu^2 - \frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)},$$

so erhält obiger Ausdruck die einfachere Form:

$$L = (v\sqrt{2gh + \psi v^2} - \varphi\chi v^2)\frac{Q\gamma}{\varphi g},$$

woraus sich, wie bei der Fourneyron'schen Turbine ableiten läßt, daß die vortheilhafteste Geschwindigkeit erhalten wird für das Verhältniß:

$$\frac{v^2}{2gh} = \vartheta = \frac{\chi\varphi - \sqrt{\chi^2\varphi^2 - \psi}}{2\varphi\sqrt{\chi^2\varphi^2 - \psi}}$$
$$= \frac{1}{2\psi}\left(\frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\psi}{\chi^2\varphi^2}}} - 1\right).$$

Nach Substitution der Hilfsgröße ϑ gehen die Ausdrücke für c_2 und L über in:

$$c_2 = \sqrt{\frac{1 + \psi\vartheta}{1 + \varkappa + \zeta}}\sqrt{2gh}$$
$$L = \frac{2\vartheta}{\varphi}\left(\sqrt{\frac{1}{\vartheta} + \psi} - \varphi\chi\right) Qh\gamma.$$

Da die Leistung eine größte wird, wenn $\omega^2 + \varkappa c_2^2$ ein Minimum wird, so kann man mit Hilfe der Differentialrechnung dasjenige Verhältniß zwischen β und α aufsuchen, bei welchem diese höchste Leistung eintritt, indem man die Größe

$$(\omega^2 + \varkappa c_2^2) = (1 + \varkappa)\, c_2^2 + \nu^2 v^2 - 2\nu v c_2 \cos\delta$$
$$= \frac{2gh}{1 + \zeta} + v^2\left[2\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}\right]$$
$$- \frac{2\nu\cos\delta \,.\, v}{\sqrt{1 + \varkappa}}\sqrt{\frac{2gh}{1 + \zeta} + v^2\left[\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}\right]}$$
$$= v\left[\frac{c^2}{v^2} + 2\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}\right.$$
$$\left. - \frac{2\nu\cos\delta}{\sqrt{1 + \varkappa}}\sqrt{\frac{c^2}{v^2} + \nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}}\right]$$
$$= v^2\left(\left[\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)}\right]^2 + 2\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}\right.$$
$$\left. - \frac{2\nu\cos\delta}{\sqrt{1 + \varkappa}}\sqrt{\left[\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)}\right]^2 + \nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}}\right)$$

nach α differentiirt, den Differentialquotienten gleich Null setzt, und hieraus einen Ausdruck für β ableitet. Man erhält nach mehreren Umformungen:

$$d.\left(\left[\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)}\right]^2 + 2\nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}\right.$$
$$\left. - \frac{2\nu\cos\delta}{\sqrt{1 + \varkappa}}\sqrt{\left[\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)}\right]^2 + \nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}}\right)$$
$$= \frac{2\sin\beta\sin\alpha}{\sin^3(\beta - \alpha)} \times$$
$$\left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \varkappa}} \cdot \frac{\nu\cos\delta}{\sqrt{\left[\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)}\right]^2 + \nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}}}\right)$$
$$= 0, \text{ oder}$$

$$\sqrt{\left[\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)}\right]^2 + \nu^2 - \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta - \alpha)}} = \frac{v\cos\delta}{\sqrt{1 + \varkappa}} \text{ und}$$

$$\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)} = \cos\alpha \pm \sqrt{\frac{\nu^2\cos^2\delta}{1 + \varkappa} - \nu^2 + \cos^2\alpha}.$$

Damit man reelle Werthe erhalte, muß die Größe unter dem Wurzelzeichen positiv sein; es muß also α so gewählt werden, daß:

$$\cos^2\alpha \geqq \nu^2\left(1 - \frac{\cos^2\delta}{1 + \varkappa}\right) \text{ ausfällt.}$$

Wäre z. B. $\nu = 3/4$ und $\delta = 13^0$, so bestimmt sich ein Grenzwerth für α durch die Bedingungsgleichung:

$$\cos^2\alpha \geqq \nu^2\left(1 - \frac{\cos^2\delta}{1 + \varkappa}\right) \geqq \frac{9}{16}(1 - 0{,}8631) \geqq 0{,}077.$$
$$\alpha \leqq 73^0\,53'\,23''.$$

Macht man α gleich diesem Winkel, so wird

$$\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - 73^0\,53'\,23'')} = 0{,}2775 = \cos.\,73^0\,53'\,23'',$$

und es ergiebt sich

$$\sin\beta = \sin\beta\,(\cos.\,73^0\,53'\,23'')^2$$
$$- \cos\beta\sin 73^0\,53'\,23''\cos 73^0\,53'\,23'',$$
$$\operatorname{cotg}\beta = \operatorname{cotg} 73^0\,53'\,23'' - \frac{1}{\sin 73^0\,53'\,23''\,.\,\cos 73^0\,53'\,23''}$$
$$\operatorname{cotg}\beta = 0{,}28883 - 3{,}75107 = -3{,}46224$$
$$\beta = 180^0 - 16^0\,6'\,47'' = 163^0\,53'\,13''.$$

Dieser Winkel ist aber für die Construction untauglich. Eine allgemeine Abhängigkeit zwischen α und β erhält man, wenn man

$$\sqrt{\frac{\nu^2\cos^2\delta}{1 + \varkappa} - \nu^2 + \cos^2\alpha} \text{ mit } \gamma$$

bezeichnet, und alsdann schreibt:

$$\sin\beta = \sin(\beta - \alpha)(\cos\alpha + \gamma)$$
$$= (\sin\beta\cos\alpha - \cos\beta\sin\alpha)(\cos\alpha + \gamma)$$

oder

$$\operatorname{cotg}\beta = \operatorname{cotg}\alpha - \frac{1}{\sin\alpha(\cos\alpha + \gamma)}.$$

Setzt man nun $\alpha = 60^0$, so wird, wenn man die obigen Werthe von δ und ν beibehält,

$$\gamma = 0{,}416 \text{ und}$$
$$\beta = 124^0\,20',$$

wird dagegen $\alpha = 60^0$, $\delta = 13^0$ und $\nu = 2/3$ genommen, so folgt:

$$\gamma = 0{,}435,$$
$$\beta = 123^0\,20'.$$

Man kann also für $\alpha = 60^0$ und $\delta = 13^0$ annähernd

$$\beta = 120^0$$

setzen, und erhält dann für $\nu = 3/4$

$$\varphi = 1{,}505 \qquad \psi = -0{,}481 \qquad \chi = 0{,}0625$$
$$\vartheta = 0{,}8998 \qquad \eta = 0{,}837.$$

Gewöhnlich wird aber der Winkel α kleiner angenommen, z. B. $\alpha = 30^0$, alsdann folgt, wenn für δ und ν dieselben Größen beibehalten werden,

$$\beta = 61^0\,20',$$

oder annähernd $\beta = 60^0$, und es folgt weiter

$$\varphi = 1{,}505 \qquad \psi = -2{,}681 \qquad \chi = -0{,}9375$$
$$\vartheta = 0{,}06473 \qquad \eta = 0{,}4284.$$

Man sieht hieraus, daß es zweckmäßiger ist, für α einen größeren Winkel zu wählen, und werden wir daher im Folgenden $\alpha = 60^0$, $\delta = 13^0$ und $\beta = 120^0$ zu Grunde legen.

Unter diesen Annahmen erhält man für das Halbmesserverhältniß $\nu = \frac{2}{3}$

$$\varphi = 1{,}693 \qquad \psi = -0{,}611 \qquad \chi = -0{,}0555$$
$$\vartheta = 0{,}7205 \qquad \eta = 0{,}8307.$$

Wir besitzen mehrere ausführliche Bremsversuche mit Tangentialrädern, welche im „Polytechnischen Centralblatt", Jahrgang 1847 und 1849 veröffentlicht sind, und welche dazu dienen könnten, zu ermitteln, in welchem Verhältniß die theoretisch bestimmte zweckmäßigste Geschwindigkeit zu der beobachteten vortheilhaftesten Geschwindigkeit steht, wenn nicht leider die Angaben über die Constructionsverhältnisse dieser Räder zu unvollständig wären. Nimmt man indessen an, daß bei den gebremsten Tangentialrädern die Winkel nicht weit von den oben angegebenen Winkeln abgewichen hätten, so läßt sich aus diesen Versuchen ableiten, daß die beobachtete vortheilhafteste Geschwindigkeit nicht mehr als 50 Procent von der theoretischen beträgt, und daß von diesen Motoren ein Wirkungsgrad von 70 bis 75 Procent erwartet werden kann.

Der Sicherheit wegen werden wir aber im Folgenden den Constructionscoefficienten nicht höher als zu 0,6 ansetzen, sodaß sich bei dem Gefälle h Meter die der Leistung von Z Pferdekräften entsprechende Aufschlagwassermenge zu:

$$Q = 0{,}125 \frac{Z}{h} \text{ Cubikmetern}$$

berechnet. Corrigiren wir dann den Werth von ϑ nach Maßgabe der obigen Bemerkung, so folgt:

für $\nu = \frac{3}{4}$	für $\nu = \frac{2}{3}$
$\alpha = 60^0$	$\alpha = 60^0$
$\beta = 120^0$	$\beta = 120^0$
$\delta = 13^0$	$\delta = 13^0$
$\vartheta = 0{,}2249$	$\vartheta = 0{,}1801$
$v = \sqrt{\vartheta . 2gh} = 2{,}1005\sqrt{h}$	$v = \sqrt{\vartheta . 2gh} = 1{,}8795\sqrt{h}$
$c = \sqrt{\frac{2gh}{1+\zeta}} = 4{,}223\sqrt{h}$	$c = \sqrt{\frac{2gh}{1+\zeta}} = 4{,}223\sqrt{h}$
$c_2 = 3{,}802\sqrt{h}$	$c_2 = 3{,}798\sqrt{h}.$

Man erhält also die Größe der Austrittsöffnung des als Leitschaufelapparat dienenden Canales am unteren Ende der Zuleitungsrohre

$$F = \frac{Q}{c} = 0{,}0296 \frac{Z}{\sqrt{h^3}},$$

und die Größe der Austrittsöffnungen des Rades

$$F_2 = \mu \frac{Q}{c_2} = \frac{\mu Z}{8 h c_2},$$

wenn man nämlich annimmt, daß die Summe der Austrittsöffnungen ein vielfaches μ von demjenigen Querschnitt sein soll, welcher zur Abtragung der Aufschlagwasser eigentlich nur erforderlich wäre.

Stellt man sich nun die Bedingung, daß der geringste Abstand zwischen zwei Radschaufeln die Größe:

$$d = 0{,}01 + \frac{r_1}{40} = \frac{r_1 + 0{,}4}{40},$$

erhalten soll, und bestimmt man die Stärke der Radschaufeln durch die Formel:

$$s = 0{,}002 + \frac{r_1}{200} = \frac{r_1 + 0{,}4}{200},$$

so gelangt man zu einem zweiten Ausdrucke für F_2, aus welchem durch Gleichsetzung mit dem ersteren Ausdrucke eine Formel zur Bestimmung des inneren Radhalbmessers abgeleitet werden kann. Es ist nämlich:

$$F_2 = \frac{n u d e}{60},$$

wenn n die Anzahl der Radschaufeln,
u die Umdrehungszahl pro Minute und
e die Radhöhe bedeutet.

Den rechtwinkeligen Abstand der Schaufelenden am inneren Radumfange darf man der Kleinheit des inneren Halbmessers wegen, nicht wie bei der Fourneyron'schen Turbine durch

$$d = \frac{2\pi r_1 \sin\delta}{n} - s$$

ausdrücken, man muß vielmehr auf den Winkel γ zwischen der Sehne und Tangente Rücksicht nehmen und setzen:

$$d = s_1 \sin(\delta + \gamma) - s = 2 r_1 \sin \frac{360}{2n} \sin\left(\delta + \frac{360}{2n}\right) - s.$$

Wenn nun n zwischen 36 und 72 zu liegen pflegt, so fällt der Winkel $\frac{360}{2n}$ zwischen 5 und $2\frac{1}{2}$ Grad, man kann also $\frac{\pi}{n}$ statt $\sin\frac{360}{2n}$ und $\sin\delta + \frac{\pi}{n}\cos\delta$ für $\sin\left(\delta + \frac{360}{2n}\right)$ substituiren, und erhält auf diese Weise und für $\delta = 13^0$

$$d = \frac{2\pi r_1}{n}\left(0{,}225 + \frac{3{,}06}{n}\right) - s.$$

Um einen einfacheren und annähernd richtigen Ausdruck zu erhalten, setzen wir in dem Quotienten $\frac{3{,}06}{n}$ für n den mittleren Werth 54 ein, worauf sich ergiebt:

$$d = \frac{2\pi r_1}{n}(0{,}225 + 0{,}094) - s = \frac{2 r_1}{n} - s, \text{ also}$$

$$n = \frac{2 r_1}{d + s} = \frac{400 r_1}{6(r_1 + 0{,}4)}.$$

Es folgt nunmehr, wenn man $e = \beta r$ setzt,

$$F_2 = \frac{400 r_1}{6(r_1 + 0{,}4)} \cdot \frac{30 v}{60 \pi r} \cdot \frac{r_1 + 0{,}4}{40} \cdot \beta r = 0{,}265 \beta v r_1,$$

und wenn man dies dem ersten Ausdrucke für F_2 gleich setzt:

$$0{,}265\,\beta\,\nu\,r_1 = \frac{\mu Z}{8\,h\,c_2} \text{ oder}$$

$$r_1 = 0{,}472\,\frac{\mu Z}{\beta\,\nu\,c_2\,h}\,.$$

Setzen wir ferner fest, daß für die Räder mit kleinerem Halbmesser und dem Halbmesserverhältniß $\nu = {}^2/_3$ $\beta = {}^1/_3\, r$ und für diejenigen mit größerem Halbmesser und $\nu = {}^3/_4$ $\beta = {}^1/_4\, r$ gemacht werden solle, so bleibt in obigem Ausdrucke nur noch der Füllungscoefficient μ so zu bestimmen, daß man weder zu große, noch zu kleine Radhalbmesser erhalte. Wir schlagen daher vor, μ von der Druckhöhe abhängig zu machen, und zwar in dem Verhältniß

$$\mu = \frac{h^2}{8}\,,$$

sodaß der allgemeine Ausdruck für r_1 wird

$$r_1 = 0{,}059\,\frac{Z\,h}{\beta\,\nu\,c_2}\,.$$

Da jedoch die Geschwindigkeiten v und c_2 den Quadratwurzeln aus der Druckhöhe proportional sind, so fällt schließlich die Druckhöhe ganz aus der Formel heraus und der Radhalbmesser erscheint blos als eine Function von Z. Man erhält nämlich nach Einführung der oben angegebenen numerischen Werthe

für $\nu = {}^3/_4$ $\qquad\qquad \nu = {}^2/_3$

$\beta = {}^1/_4$ $\qquad\qquad \beta = {}^1/_3$

$r_1 = 0{,}0296\,Z$ $\qquad\qquad r_1 = 0{,}0248\,Z\,.$

Ferner die Schaufelzahl $n = \dfrac{400\,r_1}{6\,(r_1 + 0{,}4)}$

$$n = \frac{66{,}7\,Z}{Z + 13{,}5} \qquad\qquad n = \frac{66{,}7\,Z}{Z + 16{,}1}\,,$$

und die Umdrehungszahl $u = \dfrac{30\,v}{\pi r} = \dfrac{30\,.\,\nu v}{\pi r_1}$

$$u = \frac{509\sqrt{h}}{Z} \qquad\qquad u = \frac{483\sqrt{h}}{Z}\,.$$

Ebenso kann man noch die Radhöhe allgemein ausdrücken, denn $e = \beta r = \dfrac{\beta r_1}{\nu}$ giebt

$$e = 0{,}0099\,Z \qquad\qquad e = 0{,}0124\,Z\,,$$

und hieraus folgt wieder die Weite des Einführungscanales d_1 (rechtwinkelig gegen den Strahl gemessen)

$$d_1 = \frac{F}{e} = 0{,}0296\,\frac{Z}{e\sqrt{h^3}}$$

$$d_1 = \frac{3}{\sqrt{h^3}} \qquad\qquad d_1 = \frac{2{,}383}{\sqrt{h^3}}\,.$$

Obige Formeln für die Schaufelzahl führen darauf, daß die Schaufelzahl nie über 66,7 steigen kann, denn dreht man dieselben um, sodaß derjenige Werth von Z berechnet werden kann, welcher einer bestimmten Schaufelzahl entspricht, so erhält man

$$Z = \frac{13{,}5\,.\,n}{66{,}7 - n}\,,$$

was auf einen unmöglichen Werth von Z führt, sobald $n \geqq 66{,}7$ wird.

Ueberhaupt wollen wir unsere Formeln nur als einen Versuch angesehen haben, brauchbare Verhältnisse zur Construction eines Motors anzugeben, welcher seiner Einfachheit wegen, jetzt öfters gebaut wird, welcher aber in der mechanischen Literatur, meines Wissens, noch keine speciellere Behandlung erfahren hat. Die große Verschiedenheit dieser Formeln von denjenigen, welche für die übrigen Turbinen gefunden wurden, liegt darin, daß die Tangentialräder keine Reactionsräder sind, und daß dabei nur eine partielle Beaufschlagung stattfindet, weshalb mehrere Hauptdimensionen willkürlich angenommen werden können.

Auch das auf Tafel 7 in Figur 4 gegebene Diagramm weicht in mehreren Stücken von den übrigen ab. Man findet zwar ebenfalls eine Tabelle mit zwei Eingängen, nämlich: für die Stärke in Pferdekräften und das Gefälle, auch findet sich das System der unter 45 Grad geneigten Transversalen der Aufschlagsmenge vor, wozu die Scala am unteren und linken Rande befindlich ist, und ein zweites steileres System von Transversalen, welches in die Scala der Umdrehungszahlen einführt, aber es sind auch am rechten und oberen Rande der Figur Maßstäbe verzeichnet, aus welchen die Radhalbmesser, Radhöhen, Schaufelzahlen und Weiten des Zuleitungsapparates durch eine etwas andere Operation abzulesen sind. Da nämlich die zuerst genannten drei Dimensionen blos von der Zahl der Pferdekräfte, und die zuletzt genannte Dimension blos von dem Gefälle abhängig ist, so ist eine unter 45 Grad geneigte, punktirt gestrichelte Linie über das Diagramm hinweggelegt und man findet nun die entsprechenden Dimensionen, wenn man aus der Scala der Pferdekräfte senkrecht bis an diese Transversale aufsteigt und dann aus dem Schnittpunkte in horizontaler Richtung nach dem entsprechenden Maßstabe am rechten Rande eingeht. Sucht man z. B. den inneren Halbmesser eines Tangentialrades von 20 Pferdekräften Stärke, so geht man aus der Scala der Pferdekräfte bei 20 senkrecht aufwärts bis an die bezeichnete Transversale und aus dem Schnittpunkte horizontal hinüber in die Scala der Halbmesser am rechten Rande, worauf man abliest:

$r_1 = 0{,}59$ Meter für das Halbmesserverhältniß $\nu = {}^3/_4$, oder
$r_1 = 0{,}50$ " " " " " $\nu = {}^2/_3$.

Hat man für dieses Rad ein Gefälle von 10 Meter, so findet man die Weite des Zuführungsapparates, wenn man aus der Scala der Gefälle am linken Rande horizontal hinüber geht, bis in die mehrerwähnte Transversale und aus dem Schnittpunkte aufwärts steigt bis in die Scala der d_1 am oberen Rande der Figur. Es ergiebt sich $d_1 = 9{,}5$ Centimeter. Die Höhe dieser Oeffnung ist aber der Radhöhe gleich, wofür man mit Hilfe der bei Bestimmung

des Radhalbmessers angewendeten Operation, am rechten Rande der Figur in der dem Verhältniß $\nu = 3/4$ zugehörenden Scala e = 19,9 Centimeter abliest. Ebendaselbst findet man weiter die Schaufelzahl n = 40.

Hingegen findet man die Aufschlagswassermenge und vortheilhafteste Umdrehungszahl nach der früher beschriebenen Methode, indem man den Durchschnittspunkt der Verticalen 20 aus der Scala der Pferdekräfte und der Horizontalen 10 aus der Scala der Gefälle aufsucht und aus demselben erstens in der Richtung der flacheren Transversalen nach der Scala der Aufschlagsmengen hinabsteigt, wobei man Q = 250 Liter abliest, und sich zweitens durch das steilere Transversalensystem nach der Scala der Umdrehungszahlen führen läßt, wobei man u = 81 findet.

Die Zahl der Umdrehungen ist, wie die Vergleichung der Tabelle Figur 4 mit den Diagrammen 1 bis 3 zeigt, beträchtlich kleiner, als bei den vorher behandelten Turbinen, was unter Umständen, namentlich bei hohen Gefällen sehr erwünscht sein kann. Ein anderer Vorzug dieser Räder ist der, daß man sie für dieselbe Arbeit bei jedem beliebigen Gefälle verwenden kann, indem der Halbmesser, die Radhöhe und die Schaufelzahl unabhängig sind von dem Gefälle. Natürlich consumirt das Rad alsdann eine andere Aufschlagmenge und nimmt eine andere Umdrehungsgeschwindigkeit an, aber dies ändert nichts in seiner Construction, sondern verlangt blos eine geringe Abänderung in der Weite der Oeffnung des Zuleitungsapparates.

Billigkeit des Arnoux'schen Eisenbahn-Systems.

Von

Avril.

Nachdem das Arnoux'sche Eisenbahnsystem mit gegliederten Zügen auf der Eisenbahn von Orsay bereits über 10 Jahre bei regelmäßigem Betriebe geprüft worden ist, ohne daß ein Unglück vorgekommen wäre, welches man demselben beimessen könnte, so muß es Wunder nehmen, daß die Eisenbahn-Ingenieurs demselben noch nicht mehr Aufmerksamkeit zugewendet haben. Denn die Einwände, welche man gegen viele Details dieses Eisenbahnbau-Systems aufgeworfen hat, können vor einer so harten Probe auf einer Bahn, wo man alle Hindernisse gehäuft hat und wo eine schiefe Ebene von 11,5 auf 1000 ein Drittel der ganzen Länge bildet, nicht mehr bestehen, namentlich da in dieser langen Zeit der finanzielle Zustand der Compagnie keine Erneuerung der Betriebsvorrichtungen und Fahrzeuge gestattet hat.

Nach dem Rechnungsabschluß auf das 10. Betriebsjahre betrug:

die Zahl der in Dienst gewesenen Locomotiven	6
die Länge des durchlaufenen Weges . .	117650 Kilom.
der pro Maschine und Tag zurückgelegte mittlere Weg	149,537 Kilom.
der Brennmaterialverbrauch pro Kilometer	7,5 Kilogr.
der Aufwand an Transportmitteln und Unterhaltung pro Kilometer . . .	1,19 Francs.

Wenn man sich hierbei an die erwähnten Schwierigkeiten und an den abgenutzten Zustand der Bahn erinnert, so kann man letzteren Ansatz nicht hoch finden. Ehe die Bahn bis Orsay verlängert war, betrugen die Kosten pro Kilometer 1,4 Francs, nachdem aber die Länge derselben von 10,5 auf 25 Kilometer gestiegen ist, vertheilen sich die Kosten, welche die lange, schlangenförmig gewundene schiefe Ebene verursacht, auf eine längere Strecke und fallen daher um so viel niedriger aus.

Man hat diesem System oft eine allzu große Complicirtheit vorgeworfen, aber seitdem die Parallelogramme statt der Ketten angewendet werden, ist dieser Vorwurf nicht mehr gegründet.

Man bedarf allerdings gegen das gewöhnliche System noch besonderer Leitrollen an der ersten und letzten Axe jedes Zuges, um dem Zuge die Richtung zu geben, aber wie wollte man anders Curven von 15 Meter Halbmesser, wie bei den ersten Versuchen zu Saint-Mandé, und solche von 25 Meter Halbmesser, wie auf der Bahn nach Sceaux, durchfahren können. Bis jetzt kennt man noch keinen einfacheren Apparat als diese Leitrollen und sie haben noch nie versagt, selbst bei dem unglücklichen Zusammenstoß zweier Züge im August 1854 ist kein Rad aus dem Geleise gerathen und die Locomotiven haben sich gegenseitig zertrümmert, ohne auszugleisen, was seit Erfindung der Eisenbahnen noch nicht dagewesen war. Zufälligerweise befand sich der Oberingenieur der Bahn auf dem Zuge im hinteren Coupé des zweiten Wagens, und derselbe hat den Stoß so wenig gefühlt, daß er den Kopf zum Wagen hinausgesteckt und sich nach der Ursache des Anhaltens

erkundigt hat. Und doch befand man sich in einer Curve, und zwar in einem Einschnitt, welcher dem Locomotivenführer nur 30 Meter weit vor sich zu sehen gestattete.

Außer diesen Leitrollen, deren Nutzen sonach genügend nachgewiesen ist, ist eine weitere Complicirtheit nicht vorhanden. Anstatt der Zughaken, Zugfedern und Buffer hat man eine Deichsel mit Stift, statt der Führungsplatten, welche den Parallelismus der Axen sichern, hat man hier die Parallelogramme, welche die Richtung geben. Fast möchte man vermuthen, daß, wenn das System mit Gelenkwagen das ursprüngliche gewesen wäre, man beim Auftreten des jetzigen Systems denselben Vorwurf der Complicirtheit erhoben haben würde.

Auf der Eisenbahn von Sceaux konnte man wegen des geringen Verkehrs kräftige Locomotiven nicht anwenden; man hat nur Personenzugsmaschinen mit 6 Rädern, deren Mittelaxe die Treibaxe ist, während die beiden äußeren Axen die Leitvorrichtung tragen. Da sich das Gewicht ziemlich gleichförmig vertheilt, so hat man auch nur die gewöhnliche Adhäsion solcher Maschinen; um sie aber zu vermehren, hat Arnoux die Anbringung einer zweiten gekuppelten Treibaxe vorgeschlagen, und wenn beide Axen so gelegt werden, daß der Schwerpunkt zwischen sie hineinfällt, so kann man fast das ganze Gewicht darauf abladen und wird eine sehr kräftige Maschine erhalten.*)

Man hat also beim Arnoux'schen System weiter keine Schwierigkeiten und Mehrkosten bei der Anlage zu überwinden; sehen wir, wie es sich bezüglich der Unterhaltungskosten verhält.

Bezüglich der Curven braucht man als Grenzwerthe der Halbmesser blos diejenigen anzusehen, welche die Geschwindigkeit vorschreibt und hat bezüglich ihrer Absteckung nur dafür Sorge zu tragen, daß plötzliche Bewegungsänderungen vermieden werden. In den Windungen der Bahn bei Sceaux haben die Curven im Mittel 60 Meter Radius und werden mit 25 bis 30 Kilometer Geschwindigkeit befahren. Auf der Bahn von Orsay hinter Palaiseau werden zwei S-förmige Curven mit 110 Meter Radius, deren äußere Schiene höchstens 6 Centimeter überhöht liegt, mit 35 bis 40 Kilometer Geschwindigkeit durchfahren. Wenn man diese Verhältnisse beim Abstecken der Eisenbahnen zu Grunde legt, so wird man sehr große Vortheile in Bezug auf Anlags- und Unterhaltungskosten daraus ziehen können. Hat doch bereits die zur Erörterung der Bedingungen des Baues des secundären Eisenbahnnetzes niedergesetzte Commission gefunden, daß man bei einer Reduction der Curvenradien von 500 auf 300 und 200 Meter und bei einer Steigerung der zulässigen Steigungen von 5 auf 10 Millimeter pro Meter das Kilometer eingleisige Bahn exclusive Bahnhöfe für 40000 Francs bei günstigem Terrain und für 110000 Francs bei sehr coupirtem Terrain herzustellen im Stande sein werde. Lechatelier hat ferner hierauf fußend und die Reduction der Radien unter Anwendung des Arnoux'schen Systems bis auf 60 bis 100 Meter empfehlend berechnet, daß man in gebirgigen Gegenden die Eisenbahnen eben so billig herstellen würde, als im Niederlande nach dem gewöhnlichen System, nämlich für 70000 Francs pro Kilometer, und daß man in ungewöhnlich schwierigen Verhältnissen, wo das Arnoux'sche System ganz besonders anwendbar ist, dabei eine Ersparniß von 100000 Francs pro Kilometer erzielen werde.

Sind diese Berechnungen auch nur annähernde Schätzungen der in den Anlagskosten zu realisirenden Ersparnisse, so lassen sie doch lebhaft bedauern, daß wir aus Gewohnheit noch immer so kostspielig zu bauen fortfahren. Denn 100000 Francs Ersparniß pro Kilometer entspricht einer Zinsenersparniß von 5000 Francs jährlich, eine Summe, welche durch vermehrte Unterhaltungskosten nie aufgewogen werden kann.

Was übrigens den Unterhaltungsaufwand anlangt, so giebt Lechatelier nach dem vorjährigen Durchschnitt denselben für die Eisenbahn von Sceaux zu 0,2127 Francs und für die Nordbahn zu 0,0203 Francs pro Kilometer an. Der Aufwand für Schmiere beträgt

in Sceaux . . . 0,0015,
auf der Nordbahn 0,0007.

Am bedeutendsten ist der Gewinn in Bezug auf die Abnutzung der Radbandagen. Auf der Eisenbahn von Sceaux wird die eigentliche Reibungsfläche, welche hier cylindrisch ist, außerordentlich gut conservirt und nur der vorspringende Rand der Räder nutzt sich etwas ab, wogegen bei den gewöhnlichen Eisenbahnen, wo die Bandagen eine Conicität von $\frac{1}{20}$ haben gleich der Neigung der Schienen, und wo die Reibungsfläche allmälig in den vorspringenden Rand übergeführt ist, sich die Ränder nie abnutzen, aber die conische Fläche hohl gelaufen wird, sodaß sie öfters abgedreht werden muß.

Lechatelier mißt diese Abnutzung der Radbandagen bei der steifen Eisenbahnconstruction erstens dem sogenannten Schlängeln bei, welches jeden Augenblick die mittlere Berührungsebene zwischen Rad und Schiene verändert und ein Gleiten verursacht, zweitens aber der Bewegung in den Curven, wo in Folge des Parallelismus der Axen ein

*) Auf der Weltausstellung sah man eine solche Locomotive. Weil aber Arnoux auch bei den Triebrädern alles Gleiten vermeiden wollte, so hatte er die Räder auf der rechten Seite von denen auf der linken Seite unabhängig gemacht, wozu aber 4 Cylinder erforderlich waren, sodaß der Mechanismus sehr complicirt wurde. Bei der Probe arbeitete diese Maschine sehr gut und schnell, selbst in den stärksten Curven, leider war sie aber wegen mangelnder Heizfläche unbrauchbar.

Gleiten der Drehung und des ungleichen Weges wegen eintritt, wenn der Zwischenraum und die Conicität nicht genügend stark angenommen sind, endlich drittens hauptsächlich der conischen Form der Radreife, welche namentlich bei älteren, weniger kolbigen Schienen ein unaufhörliches Abrutschen des Rades zur Folge hat.

Die Erfahrungen zeigen denn auch genügend die Einwirkung dieser Umstände auf die Haltbarkeit und Abnutzung der Radbandagen. Auf der Eisenbahn von Sceaux ist der durchschnittliche Weg einer jetzigen Bandage 300000 Kilometer, und wenn diese nach den neueren Fortschritten in Bezug auf Fabrikation und Form angefertigt wären, so könnte man sicher auf 400000 Kilometer rechnen, wogegen auf der Nordbahn die Radbandagen zweimal abgedreht werden müssen, wenn dieselben 100000 Kilometer Weg zurücklegen sollen.

Die Kosten berechnet Lechatelier nach den Erfahrungen auf der Nordbahn wie folgt:

Für ein Paar Räder wird gebraucht:

an Materialien		207 Frcs. 12 Cent.
nämlich 2 rohe Bandagen, 320 Kilogr. schwer, à 0,164 Francs	204,80 Frcs.	
14 Niethen	1,82 „	
Kohle	0,50 „	
	w. o.	
an Arbeitslohn		8 „ 14 „
nämlich Ausbohren der beiden Bandagen	1,00 Frcs.	
Aufziehen derselben	3,20 „	
Abdrehen „	1,00 „	
Bohren der Löcher	2,10 „	
Einsetzen der Niethen . . .	0,84 „	
	w. o.	
an Unterhaltungsaufwand		6 „ 9 „
nämlich 3 Reparaturen . .	5,25 Frcs.	
neue Niethen	0,84 „	
	w. o.	
an allgemeinen Kosten		8 „ 55 „
in Summe		229 Frcs. 90 Cent.
wovon der Werth der alten Bandagen zu 1/3 des anfänglichen Gewichtes abzuziehen ist, 106,67 Kilogr. à 0,2 Frcs.		21 „ 33 „
verbleibt		208 Frcs. 57 Cent.

Es ergiebt sich also für ein Räderpaar und pro Kilometer ein Aufwand von . . . . . 0,002057 Frcs.
und für einen vierräderigen Wagen 0,004114 „

Dagegen berechnet sich für die Eisenbahn von Sceaux:

wie oben an Materialien .	207 Frcs. 12 Cent.
„ „ „ Arbeitslohn .	8 „ 14 „
„ „ „ Generalkosten	4 „ 88 „
in Summe	220 Frcs. 14 Cent.
wovon der Werth der alten Bandagen unter Berechnung von 2/3 des ursprünglichen Gewichtes abzurechnen ist, 213,33 Kilogr. à 0,2 Frcs.	42 „ 66 „
verbleibt	177 Frcs. 48 Cent.

Rechnet man also auf eine Dauer von 400000 Kilometern, so ergiebt sich
als Abnutzung pro Kilometer . . 0,000444
und für einen vierräderigen Wagen 0,000887

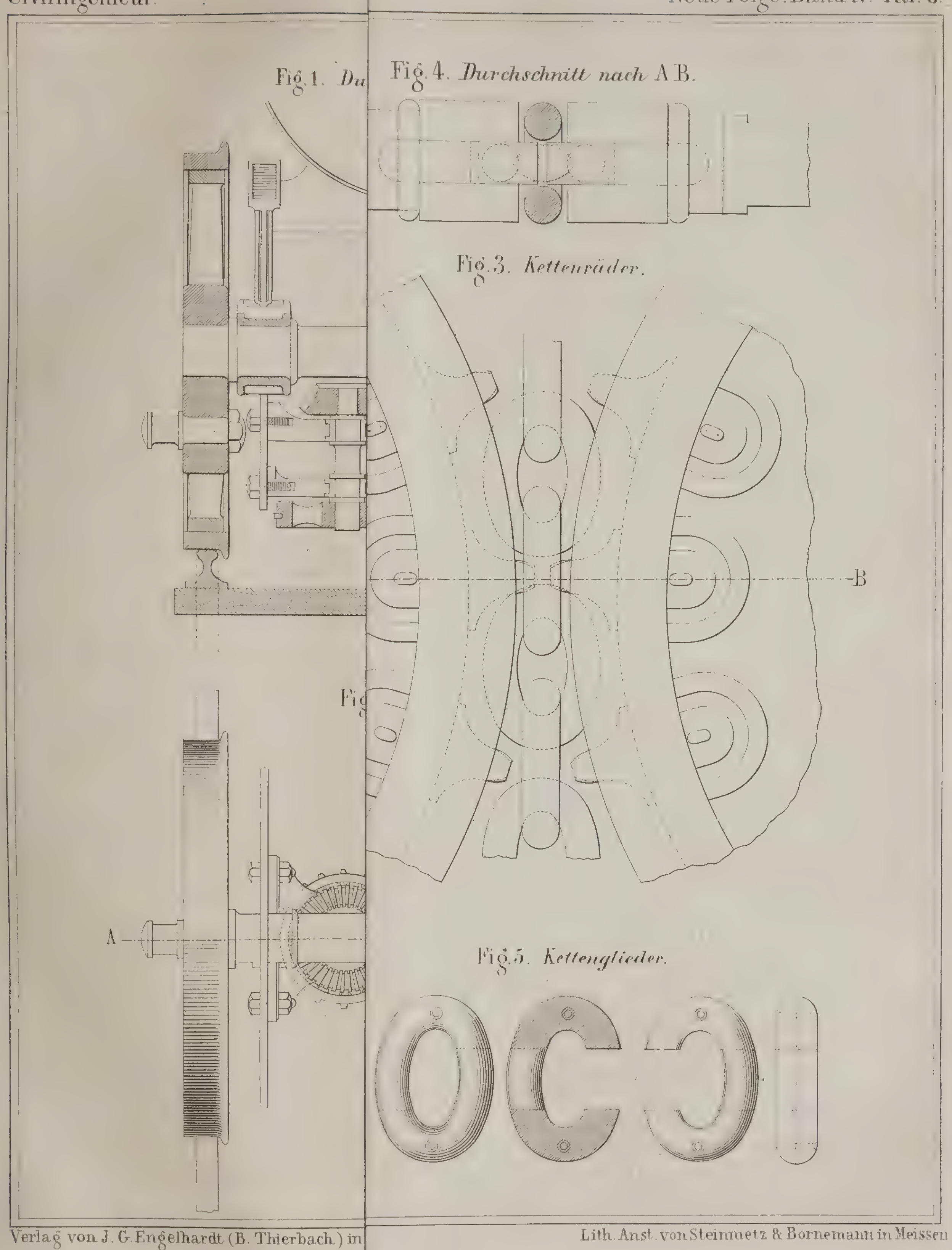
Es resultirt hiernach auf letzterer Eisenbahn ein Minderaufwand von 0,000323 Francs pro Kilometer, und wenn man dies auf die Nordbahn berechnet, wo von den Wagen 65000000 Kilometer Weg durchlaufen worden sind, so erhält man 213200 Francs, oder ungefähr den fünften Theil der gesammten Transportkosten.

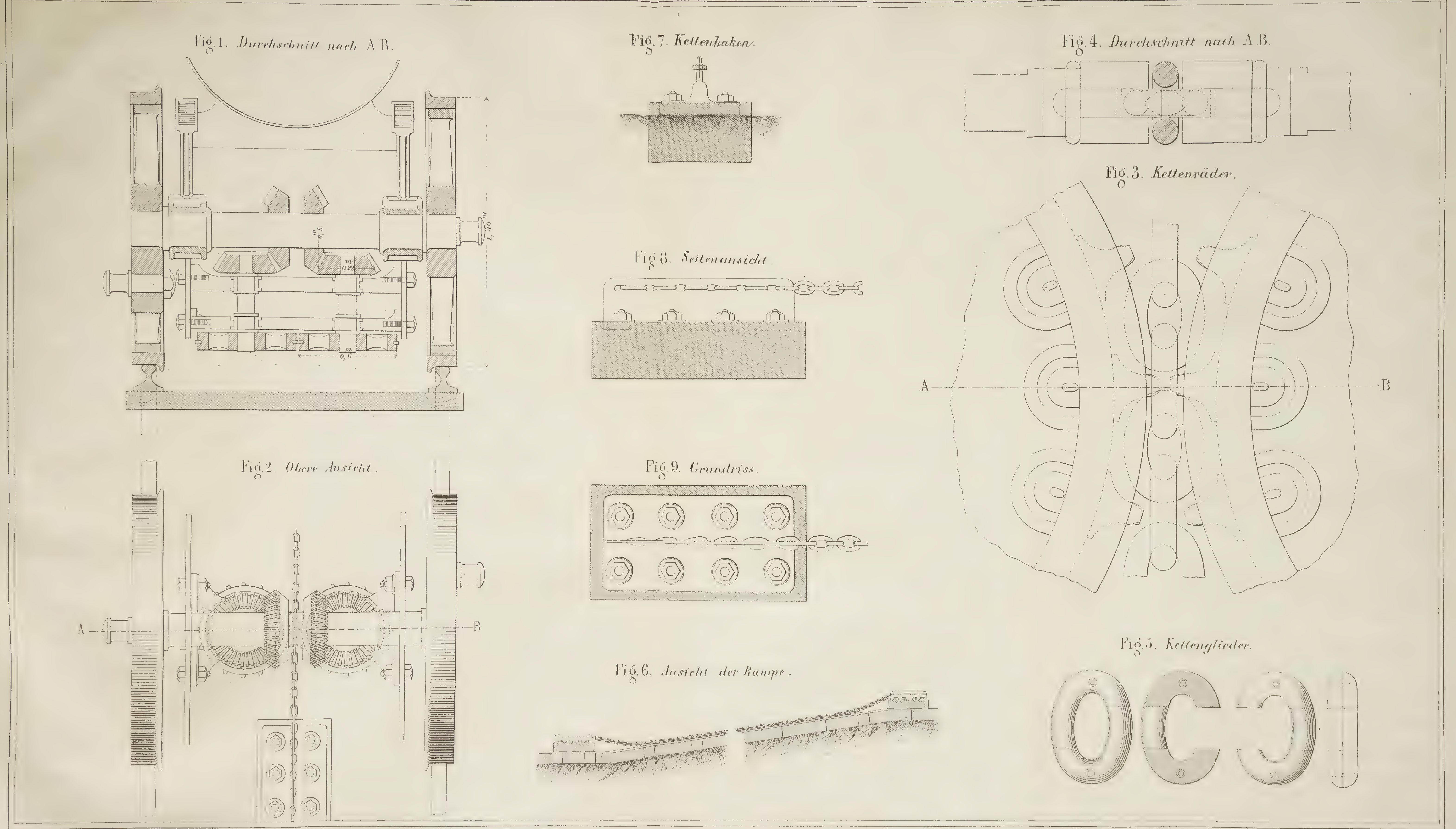
Bei so schlagenden Resultaten kann es nicht auffallen, daß eine aus den General-Inspectoren des Straßen- und Wasserbaues, Job, Mary und Avril, zusammengesetzte Commission sich günstig für dieses Eisenbahnbau-System ausgesprochen hat, doch äußerte sie den Wunsch, daß eine Locomotive, welche schwere Güterzüge auf solchen Bahnen mit starken Curven fortzuziehen vermöchte, erbaut und geprüft werden möchte, ehe man dieses System annähme.

Eine derartige Probe hat am 2. Mai 1856 stattgefunden. Es wurden 37 Personenwagen mit 1200 Mann Soldaten auf Steigungen von 7,5 Millimeter pro Meter und in Curven von 25 Meter Radius mit 40 Kilometer Geschwindigkeit pro Stunde gezogen. Am 10. Mai wurde der Versuch durch die Commission wiederholt. In dem Bahnhofe von Orsay befand sich die Locomotive in nicht mehr als 10 Meter Abstand vom letzten Wagen, während der übrige Zug sich mit 35 Kilometer Geschwindigkeit aus einer birnförmigen Windung der Bahn entwickelte, was einen ganz erstaunlichen Anblick gewährte.

Wird auch diese Probe wiederum vergeblich gewesen sein? Wird man noch immer ein Eisenbahnbau-System verwerfen, welches so außerordentliche Ersparnisse in den Anlagskosten mit vollkommener Sicherheit verbindet? Nein gewiß man kann von dem gesunden Sinn der Eisenbahntechniker angesichts der eingetretenen enormen Steigerung in den Anlagskosten der Eisenbahnen erwarten, daß sie für eine der projectirten großartigen Gebirgsbahnen auch diesem System die vollste Aufmerksamkeit schenken werden.

L'Ingenieur, 1857, 1.


Fig. 1. Du
Fig. 4. Durchschnitt nach A B.
Fig. 3. Kettenräder.
B
Fig
A
Fig. 5. Kettenglieder.


Fig. 1. Durchschnitt nach A B.
Fig. 2. Obere Ansicht.
A
B
Fig. 7. Kettenhaken.
Fig. 8. Seitenansicht.
Fig. 9. Grundriss.
Fig. 6. Ansicht der Rampe.
Fig. 4. Durchschnitt nach A B.
Fig. 3. Kettenräder.
A
B
Fig. 5. Kettenglieder.

Neue Aufzugvorrichtung.

Von

Arnour.

(Hierzu Tafel 6.)

Auf Tafel 6 ist eine interessante Vorrichtung dargestellt, welche im Juli 1856 in Cherbourg zum Aufziehen von Erdwagen auf einer schiefen Ebene von Arnour aufgestellt worden ist. Die Wagen sind aus dem tiefen Becken bei der Brücke von Cherbourg 24 Meter hoch bis auf das Niveau des Arsenals zu heben. Man hat eine 270 Meter lange schiefe Ebene mit 9 Centimeter Steigung pro Meter aus Holz ausgeführt, an welche sich oben und unten 30 Meter Plattform anschließen, sodaß die ganze Länge 300 Meter beträgt. Diese Rampe hat 16 Meter Höhe und trägt zwei eiserne Schienenbahnen.

In der Mitte der Bahn liegt eine Kette und an dieser zieht sich eine Locomotive hinauf. Zu diesem Ende ist unter der Triebare der Locomotive ein Rahmen angebracht, welcher zwei parallele senkrechte Wellen trägt. An diesen Wellen sitzen am unteren Ende Stirnräder, deren Zähne in solchen Abständen angebracht und so geformt sind, daß sie zwischen die Kettenglieder regelmäßig eingreifen. Am oberen Ende der beiden Wellen stecken conische Räder, welche durch zwei eben solche Räder an der Treibare in Umtrieb gesetzt werden und die Wellen sammt ihren unteren Rädern mitnehmen. Wird die Triebare durch die Lenkerstangen der Dampfkolben in Umdrehung gesetzt, so bewegen sich die Kettenräder, und zwar in entgegengesetzten Richtungen, greifen mit ihren Zähnen in die Kettenglieder ein und bewirken durch diese Art Verzahnung das Aufwärtssteigen des Zuges, welches außerdem noch durch die Adhäsion der Triebräder wirksam unterstützt wird.

Figur 1 auf Tafel 6 zeigt einen senkrechten Durchschnitt durch diesen Apparat, der in

Figur 2 im Grundriß dargestellt ist;

Figur 3 und 4 geben in größerem Maßstabe die Details der Zahnräder, woraus ersichtlich ist, daß die Kette zwischen vorspringenden Rändern dieser Räder sicher geleitet wird. Die Zähne sind auswechselbar eingesetzt und gestatten eine leichte Erneuerung;

Figur 5 giebt die Details der Kette, deren Glieder aus zwei Hälften zusammengesetzt und durch Niethen verbunden sind;

Figur 6 zeigt, wie die Kette zwischen zwei, am unteren und oberen Ende der Rampe angebrachten Haken befestigt ist;

Figur 7, 8 und 9 sind die Vorderansicht, Seitenansicht und der Grundriß dieser Haken, welche aus einer keilförmig gestalteten Platte mit Löchern und allmälig anwachsenden Kettengliedern bestehen.

Die auf der schiefen Ebene bei Cherbourg laufende Locomotive, welche von der Maschinenbaufabrik von Anjubault gebaut worden ist, hat folgende Dimensionen:

Heizfläche	51,50 Quadratmeter,
Durchmesser der Cylinder . .	0,32 Meter,
Kolbenhub	0,44 "
Durchmesser der Triebräder . .	1,20 "
Durchmesser der Kettenräder .	0,60 "
Gewicht der Locomotive . . .	19 Tonnen,
Gewicht der geladenen Waggons	24 "

Sie zieht die Züge mit 2,25 Meter Geschwindigkeit hinauf und legt täglich durchschnittlich 30 mal den Weg zurück.

Diese Vorrichtung, welche also an Stelle der bloßen Reibung eine Art von Verzahnung anwendet, kann auch für andere Eisenbahnen von höchster Bedeutung werden. Denn nicht immer ist es möglich, mit einer Steigung von 10 bis 15 auf 1000 auszukommen und in solchen exceptionellen Verhältnissen würde die Arnour'sche Aufzugvorrichtung ein höchst willkommenes Auskunftsmittel bieten. Die französische Regierung hat deshalb einen Versuch im Großen auf der Eisenbahn von Saint-Germain angeordnet, wozu bereits die Kette bestellt ist.

Man hat öfters zur Ersteigung steiler schiefer Ebenen stationäre Maschinen angewendet, welche am Fuße derselben aufgestellt waren, aber bei derartigen Seilebenen muß nicht nur eine besondere Maschine sammt Personal constant unterhalten werden, sondern es sind auch noch Zeitverluste wegen des Wechsels der Locomotiven in Anschlag zu bringen, welches Alles bei der Arnour'schen Aufzugvorrichtung wegfällt.

Die Locomotive bewegt den Zug auf der Ebene vermöge der Reibung ihrer Triebräder und auf der schiefen Ebene arbeitet sie sich mittelst der Kettenverzahnung aufwärts, der Zug wird also ganz allein von der Locomotive fortgezogen.

Mittelst dieser Vorrichtung wird man in Stand gesetzt sein, kostspielige Tunnel und Viaducte zu vermeiden, welche auf den neueren Bahnen zwar oft genug durch ihre Riesengröße die Bewunderung der Reisenden erregen, aber auch nicht wenig zum Ruin der Eisenbahngesellschaften beitragen.

Eine andere, nicht weniger geistreiche und nützliche Anwendung dieses Apparates hat Arnoux zum Bugsiren der Schiffe auf dem Bassin und Canal von la Villette gemacht.

Zwei nebeneinander liegende Kähne sind durch ein im Wasserspiegel liegendes Gerüst verbunden, über welches eine am Boden des Canales liegende Kette hinweggelegt ist. Dieselbe geht ebenfalls zwischen zwei Zahnrädern hindurch, welche durch Dampfkraft in entgegengesetzter Richtung bewegt werden und in die Kettenglieder wie in eine gezahnte Stange eingreifen, also das Schiff vorwärts ziehen.

In dem Canal von la Villette liegt eine Kette von 4000 Meter Länge und 16000 Kilogrammen Gewicht. Die Dampfmaschine hat 10 Pferdekräfte Stärke und zieht 700 Tonnen Nutzlast mit 4 Kilometer Geschwindigkeit pro Stunde, sodaß pro Pferdekraft 70 Tonnen Nutzlast fortbewegt werden. Natürlich ist diese Leistung von dem Querschnitt und der Gestalt der zu schleppenden Kähne, sowie von dem Abhange des Fahrwassers und von dem Querschnitt desselben abhängig und man hat diese Einflüsse bei anderen Schleppern zur Genüge empfunden.

Bei den gewöhnlichen Bugsirvorrichtungen ist das schiefe Abziehen der Taue ein wesentlicher Nachtheil, wozu beim Ziehen durch Pferde noch der Nachtheil kommt, daß dieselben oft ungleich anziehen, und es war daher schon längst als Mittel zur Abhilfe dieser Mängel vorgeschlagen, einen Motor am Bord des Schiffes anzubringen, welcher mittelst einer angespannten Kette wirke. Tourasse machte im Jahre 1819 und 1822 die ersten Versuche im Großen auf der Saône und im Jahre 1825 kaufte eine Gesellschaft unter dem Titel: Entreprise des remorqueurs de la Seine, diese Erfindung.

Ziemlich zu gleicher Zeit schlug Pecqueur eine rotirende Maschine mit variabler Geschwindigkeit vor, wobei sich eine Kette um eine eiserne Trommel wickelte. Später wendete Pecqueur statt der Trommel eine ausgetiefte Rolle an in welcher sich die Kettenglieder einlegen sollten, aber es zeigte sich bald, daß die Kettenglieder nicht mehr in die Vertiefungen passen wollten, weil dieselben gerade dann den meisten Zug auszuhalten hatten, wenn sie sich oben aufwickeln wollten.

Eben so wenig Erfolg hatten die Versuche von Seguin, Montgolfier und Dayme, welche im Jahre 1827 zwischen Lyon und Givors angestellt wurden.

Im Jahre 1829 endlich beschrieb Tourasse eine Vorrichtung, welche nur wenig von der obigen abweicht. Er empfahl, die Schiffe sehr solid zu bauen, weil sie den Zug der Kette am Vorder- und Hintertheil auszuhalten hätten, und baut sie jetzt von starkem Eisenblech, wodurch aber das todte Gewicht sehr vermehrt wird. Bei der Einrichtung von Arnoux fällt diese Nothwendigkeit hinweg, weil dieser Zug nicht auf das Schiff selbst, sondern auf das zwischen den gekuppelten Kähnen aufgestellte Gerüst wirkt. Tourasse konnte auch höchstens eine Geschwindigkeit von 5,093 Meter mit seinen Windevorrichtungen erreichen, während der Arnoux'sche Apparat 16 Meter Geschwindigkeit zuläßt. Man wendet heutzutage die Vorrichtung von Tourasse noch auf der unteren Seine an.

Der Schleppkahn von Arnoux war Gegenstand zahlreicher Versuche, welche sämmtlich sehr günstig ausgefallen sind, sodaß man jetzt von seiner Anwendung auf der Rhône spricht, wo die Dampfschleppschifffahrt in Folge der Concurrenz der Eisenbahn von Paris nach Avignon gänzlich zum Erliegen gekommen ist. Das Arnoux'sche System ist unabhängig von dem Wasserstande und gestattet einen regelmäßigen und billigen Dienst, sodaß es den Kampf mit dem Eisenbahntransport wagen und gewinnen kann. Die französische Regierung hat sich auch für die Legung einer Kette zwischen Lyon und Givors entschieden und wird, wenn günstige Resultate erzielt werden, dieselbe bis Marseille fortziehen.

L'Ingenieur, 1857, 1.

Fairbairn's Versuche über den Widerstand schmiedeeiserner Rohre gegen Druck von Außen.

Auf Veranlassung der Royal Society und der British Association hat William Fairbairn Versuche über den Widerstand, welchen schmiedeeiserne Rohre dem Drucke von Außen entgegenzustellen vermögen, angestellt, um Data zur Begründung der Theorie dieser Art von Festigkeit zu erhalten. „The Civil-Engineer- and Architects-Journal" giebt hiervon in seinem letzten November-Hefte eine kurze Relation, welche wir der großen Wichtigkeit dieses Gegenstandes halber trotz ihrer Unvollständigkeit nicht übergehen zu dürfen glauben.

Die Versuche wurden mit folgendem Apparate angestellt. In einem starken gußeisernen Cylinder von 8 Fuß Länge, 28 Zoll Durchmesser und 2 Zoll Wanddicke wurden die Versuchsrohre, welche an den Enden durch gußeiserne Deckel geschlossen waren, so befestigt, daß sie ringsum frei darin hingen. Ein dünnes Luftrohr gestattete der im Innern dieser Rohre befindlichen Luft den Austritt. Die Pressung wurde durch eine kräftige Druckpumpe erzeugt, welche Wasser in den Cylinder drückte, übrigens wurde sie durch ein Manometer gemessen, während ein Sicherheitsventil vor Ueberlastung des gußeisernenen Cylinders schützte. Es wurde so lange Wasser eingepumpt, bis das Versuchsrohr zerdrückt war.

Das interessanteste Ergebniß dieser Versuche dürfte die Beobachtung sein, daß die Festigkeit von der Länge der Rohre abhängig ist und im indirecten Verhältniß dazu steht, daß sonach unter sonst gleichen Verhältnissen ein Rohr von der doppelten Länge nur einen halb so großen Druck aushält, als das einfache Rohr. Es zeigte sich z. B.

bei Versuch 1, wo die Länge $58\frac{1}{2}$ Zoll betrug, das Bruchgewicht = 11 Pfund;

bei Versuch 2, wo die Länge 60 Zoll betrug, das Bruchgewicht = 12,5 Pfund;

bei Versuch 3, wo die Länge 30 Zoll betrug, das Bruchgewicht = 22 Pfund

pro Quadratzoll bei resp. 12,2, 12,0 und 12,0 Zoll Rohrdurchmesser, was auf das soeben aufgestellte Gesetz führt.

Ebenso fand man bei 4 Zoll Durchmesser und

19 Zoll Länge das Bruchgewicht pro Quadratzoll = 170 Pfd.
19 „ „ „ „ „ „ „ = 137 „
40 „ „ „ „ „ „ „ = 65 „
38 „ „ „ „ „ „ „ = 65 „
60 „ „ „ „ „ „ „ = 43 „

und da das Mittel aus den ersten beiden Versuchen 153,5 Pfund beträgt, so bestätigen auch diese Versuche annähernd das obige Gesetz, welches auch für die relative Festigkeit eines Balkens gilt.

Der Einfluß der Durchmesser ist aus der Vergleichung folgender Versuche zu erkennen:

Durchmesser	Länge	Bruchgewicht
12 Zoll	30 Zoll	22 Pfund
8 „	30 „	39 „
6 „	30 „	48 „
6 „	29 „	47 „

Fairbairn leitet daraus das Gesetz ab, daß die Festigkeit bei gleicher Länge im indirecten Verhältniß der Durchmesser wachse.

Bezüglich der Blechstärke ist keine so hervortretende Abhängigkeit gefunden worden; doch scheint es als wüchse die Festigkeit direct mit der 2,163ten Potenz der Blechstärke.

Jedenfalls werden später noch ausführlichere Mittheilungen über diese Versuche gegeben werden, aus denen sich nach Vorstehendem zur Bestimmung der Blechstärke e die Formel

$$e^{2,163} = Kpld$$

ergeben würde, wenn p den Druck pro Quadratzoll, l die Länge, d den Durchmesser und k einen von der Festigkeit abhängigen Coefficienten bedeutet.

Zu wünschen ist es, daß Fairbairn nicht blos mit genietheten Röhren, sondern auch mit gezogenen und gegossenen Röhren Versuche anstellt, da letztere wahrscheinlich ein sehr abweichendes Resultat geben würden.

Beaufumé's patentirter Kesselofen mit Gasheizung.

Beaufumé verbrennt die Steinkohle nicht direct unter dem Kessel, sondern erzeugt erst daraus Gase, welche er dann unter dem Kessel verbrennt. Der Gaserzeugungsofen ähnelt der Feuerkiste einer Locomotive mit dem Unterschiede, daß statt der Rohrwand ein Wasserraum angebracht ist. Die Kohle wird auf dem Roste 20 bis 28 Zoll hoch aufgeschichtet und die Luft wird durch ein Gebläse unter den Rost zugeführt. Hierdurch wird in den unteren Schichten des Brennmaterials eine sehr lebhafte Verbrennung erzeugt, welche die Kohle zu Kohlensäure verbrennt, und dieses Gas wird bei Durchströmung der noch nicht entzündeten oberen Kohlendecke in Kohlenoxydgas umgeändert, welches sich nebst Stickstoff- und Wasserstoffgas im oberen Raume des Ofens ansammelt und von da durch ein schmiedeeisernes Rohr nach dem Kessel abgeleitet wird. Es besitzt nur eine niedrige Temperatur, vermischt sich in einer besonderen Kammer mit atmosphärischer Luft, welche der Ventilator zuführt, und verbrennt nunmehr unter dem Kessel, welcher dadurch geheizt wird, ohne daß zur Abführung der Gase und zur Herstellung des Zuges noch ein Schornstein nothwendig wäre.

Das den Gasapparat umgebende Wasser wird ebenfalls sehr erhitzt und zum Theil in Dampf verwandelt, welcher dem Kessel zugeht. Das Brennmaterial wird durch eine Oeffnung in der Decke eingeführt, wobei durch Thüren an beiden Enden der Zutritt von Luft verhindert wird.

An gewöhnlichen Kesseln ist zur Herstellung dieser Einrichtung nur eine geringe Abänderung zu treffen nöthig. Man entfernt den Rost und schlägt dafür eine Sohle von Ziegeln, auf welcher eine gewisse Zahl von Durchgängen von Ziegeln hergestellt wird, die als Hitzregulator dienen, indem sie die mit einer zu niedrigen Temperatur ankommenden Gase so erhitzen, daß sie zu einer vollständigen Verbrennung vorbereitet sind.

Beaufumé bezweckt mit seinem Apparate die Erzeugung eines lebhaften und regelmäßigen Feuers, die Verbrennung des Rauches und die Ersparniß von Brennmaterial.

In Cherbourg sind unter Controle der beiden Marine-Ingenieurs Guesnet und Sochet an dem zwölfpferdigen Dampfkessel der Arsenal-Schmiede, welcher 167½ Quadratfuß Heizfläche und 12¼ Quadratfuß Rostfläche besitzt, Versuche zur Constatirung der vorerwähnten Vortheile angestellt worden, worüber „the Civil-Engineer- and Architects-Journal", 1857, Novemb., Folgendes mittheilt. Der von Beaufumé aufgestellte Gasapparat hat 5¼ Quadratfuß Rostfläche, welche 27½ Zoll hoch mit Kohle bedeckt werden kann. Die ganze Höhe incl. des Aschenraums und der Luftzuführungscanäle unter dem Roste mißt 11½ Fuß und der ganze davon eingenommene Raum 290 Cubikfuß. Um ihn aufzustellen und bedienen zu können, braucht man mindestens einen Raum von 10 Fuß Länge und 6½ Fuß Breite, wobei aber der Raum für den Ventilator und die directwirkende Dampfmaschine zum Betrieb desselben nicht mit inbegriffen ist. Der Cylinder dieses Maschinchens hat 3,9 Zoll Durchmesser, der Hub beträgt 7,9 Zoll und die größte Geschwindigkeit 170 Umdrehungen pro Minute bei 5 Atmosphären Pressung, und hierbei macht der 2 Fuß hohe, 1 Fuß breite Ventilator 1000 Umdrehungen und erzeugt Wind von 1,97 Zoll Wassersäule Pressung.

Die Arbeit des Feuermanns besteht in dem Aufgeben des Brennmaterials, welches erst bis in das Niveau der Einschütteöffnung zu heben und dann, wenn sich der Feuermann mittelst eines eisernen Stabes über das Niedergehen der Kohlen im Ofen überzeugt hat, einzuschütten ist. Ferner muß er von Zeit zu Zeit die über der glühenden Masse liegenden Kohlen lockern, um zu verhindern, daß sie zu einer hohlen Decke zusammensintern, und untersuchen wie die Gase im Kesselofen verbrennen, die Geschwindigkeit des Ventilators reguliren und die Schieber an den Luft- und Gaszügen stellen. Ebenso hat er für Speisung des Dampfkessels und der Wasserumhüllung des Gasofens zu sorgen und endlich liegt ihm die Reinigung des Rostes des Gaserzeugers ob, welche bei englischer Kohle nur zweimal des Tages, zu Mittag und Abends, vorgenommen zu werden braucht. Sonach bedarf dieser Apparat eine etwas intelligentere Wartung als gewöhnliche Kesselfeuerungen, kann aber recht gut von den gewöhnlichen Heizern versorgt werden.

Wenn der Generator und der Kessel kalt geworden sind, also länger als 12 Stunden gestanden haben, so braucht man mehr Zeit, ehe man wieder Dämpfe bekommt, als bei gewöhnlichen Kesseln, weil erst durch den Gasgenerator Dämpfe von 2 Atmosphären Spannung erzeugt werden müssen, wozu ungefähr 25 Minuten Zeit gebraucht werden, um den Ventilator in Gang zu bringen, ohne welchen man keine verbrennbaren Gase für den Dampfkessel erhalten kann. Dieser Nachtheil fällt aber weg, wenn man nach Beaufumé's Vorschlag das Feuer im Gasgenerator unterhält.

Ein anderer wichtigerer Nachtheil besteht darin, daß beim Auflockern des Brennmaterials durch die Oeffnungen,

durch welche der Feuerhaken eingeführt wird, ziemlich viel Kohlenoxydgas entweicht, was für den Feuermann gesundheitsgefährlich sein kann. Außerdem können wohl auch kleine Explosionen bei Entzündung der Gase unter dem Kessel stattfinden, wenn man die Vorsichtsmaßregel versäumt, die Luftzüge so lange geschlossen zu halten, bis die Entzündung vorgenommen ist, allein diese Explosionen sind unschädlich, weil ihre Flamme wegen der niedrigen Temperatur der Gase nicht lang ist.

Wir kommen nun zu den Versuchen, welchen Controlversuche mit der gewöhnlichen Feuerung vorausgeschickt wurden. Das Mauerwerk war in defectem Zustande, sodaß pro Pfund Newcastle-Kohle nur 4,85 Pfund Wasser in Dampf von 5 Atmosphären Spannung verwandelt wurden.

In nachstehender Tabelle sind die Resultate der Versuche zusammengestellt.

Zeit des Versuches	Kohlenverbrauch in Pfunden	Kohlensorte	Verdampftes Wasser in Pfunden			Bemerkungen
			im Ganzen	pro Stunde	pro Pfund Kohle	
8 Uhr 30 Min.	970½	Newcastle Grobkohle	4620	543,5	4,865	Gewöhnlicher Ofen
8 = 31 =	1014½		4905	561,9	4,835	desgl.
8 = 45 =	908½	desgl.	5640	644,4	6,21	Beaufumé's Ofen
8 = 30 =	1058½		7110	836,5	6,71	=
8 = 30 =	1021		6621	778,5	8,26	=
8 = 30 =	847	desgl. Rußkohle	6131	875,6	7,24	desgl.
8 = 30 =	811⅓	Cardiff	6744	791,8	8,30	=
8 = 0 =	761	Newall's Llanelly	5518	689,7	7,25	=
7 = 0 =	1500	Newcastle	12751	1821,6	9,035	desgl. Kalte Witterung
5 = 15 =	849		7353	1400,4	8,066	
7 = 15 =	1235		12218	1676,2	9,820	
7 = 0 =	1235		11618	1659,7	9,407	
6 = 0 =	1058½		9788	1631,3	9,245	
5 = 0 =	1058½		9420	1884,0	8,897	desgl. Milde Witterung
9 = 0 =	2029		17719	1969,5	9,038	
2 = 30 =	476½		6921	1885,7	9,898*	
3 = 45 =	653		6923	1846,0	10,600**	

* Es waren 36 von den 105 Rauchrohren des Kessels geschlossen.

** Es waren 42 Rauchrohre geschlossen.

Die zweite Reihe der vorstehenden Versuche zeigt, daß bei wiederholter Anwendung des Gasgenerators, als man denselben besser zu bedienen gelernt hatte, sich die Production des Dampfes auf 8,26 Pfund pro Pfund Newcastle-Kohle steigerte, was eine Brennmaterialersparniß von 41 Procent gegen die erste Versuchsreihe bei der gewöhnlichen Feuerung ergiebt. Zieht man aber hiervon den Dampf ab, welcher zum Betrieb des Ventilators consumirt wird, so reducirt sich die Dampfproduction auf 7,8 Pfund und der Gewinn auf 38 Procent. Allerdings wurde bei diesen beiden Versuchsreihen die Menge des verdampften Wassers nur nach der Quantität des Speisewassers geschätzt, da eine vollkommenere Methode nicht zu Gebote stand, doch dürfte dies in Bezug auf den Vergleich zwischen beiden Feuerungen ohne großen Einfluß sein.

Während der Versuche mit dem Gasgenerator war die Rauchverbrennung sehr vollkommen, indem nur beim Auflockern der Kohlen ein sehr dünner, ganz kurze Zeit andauernder Rauch sichtbar wurde. Die Temperatur der entweichenden Gase war noch hoch genug, um Zink zu schmelzen, und hiermit war also noch ein ziemlich bedeutender Wärmeverlust verbunden, da die Temperatur der Gase nicht höher als 150° C. zu sein brauchte. Es lag dies in der ungenügenden Größe der Heizfläche, und daher ist die angegebene Ersparniß von 38 Procent gewiß nicht zu hoch gegriffen.

Bei der dritten Versuchsreihe wurden andere Kohlensorten gefeuert, und zwar zunächst Newcastler klare Kohle, welche in gewöhnlichen Oefen nur mit großen Schwierigkeiten gebrannt werden kann. Sie gab 7,24 Pfund Dampf von 5 Atmosphären Spannung oder 6,8 Pfund nach Abzug des zum Betriebe des Ventilators erforderlichen Dampfes, wobei also noch 28 Procent Ersparniß realisirt werden. Bei Cardiff-Kohle ist die Ersparniß über 38 Procent und wäre

bei Wiederholung des Versuches mit dieser Kohle wohl noch höher ausgefallen, da sich diese Kohlensorte besser als die Newcastle-Kohle zu brennen schien, weniger oft aufgelockert zu werden brauchte und weniger Asche gab. Ueberhaupt gaben alle Kohlensorten beim Gasgenerator weniger Asche, als bei den gewöhnlichen Kesselfeuerungen. Das letzte Experiment in dieser Reihe mit Newall's Llanelly-Kohle gab ein weniger günstiges Resultat, ziemlich gleich dem von Newcastler klarer Kohle, vielleicht lag dies aber auch nur an der Ungeübtheit mit dieser Kohlensorte.

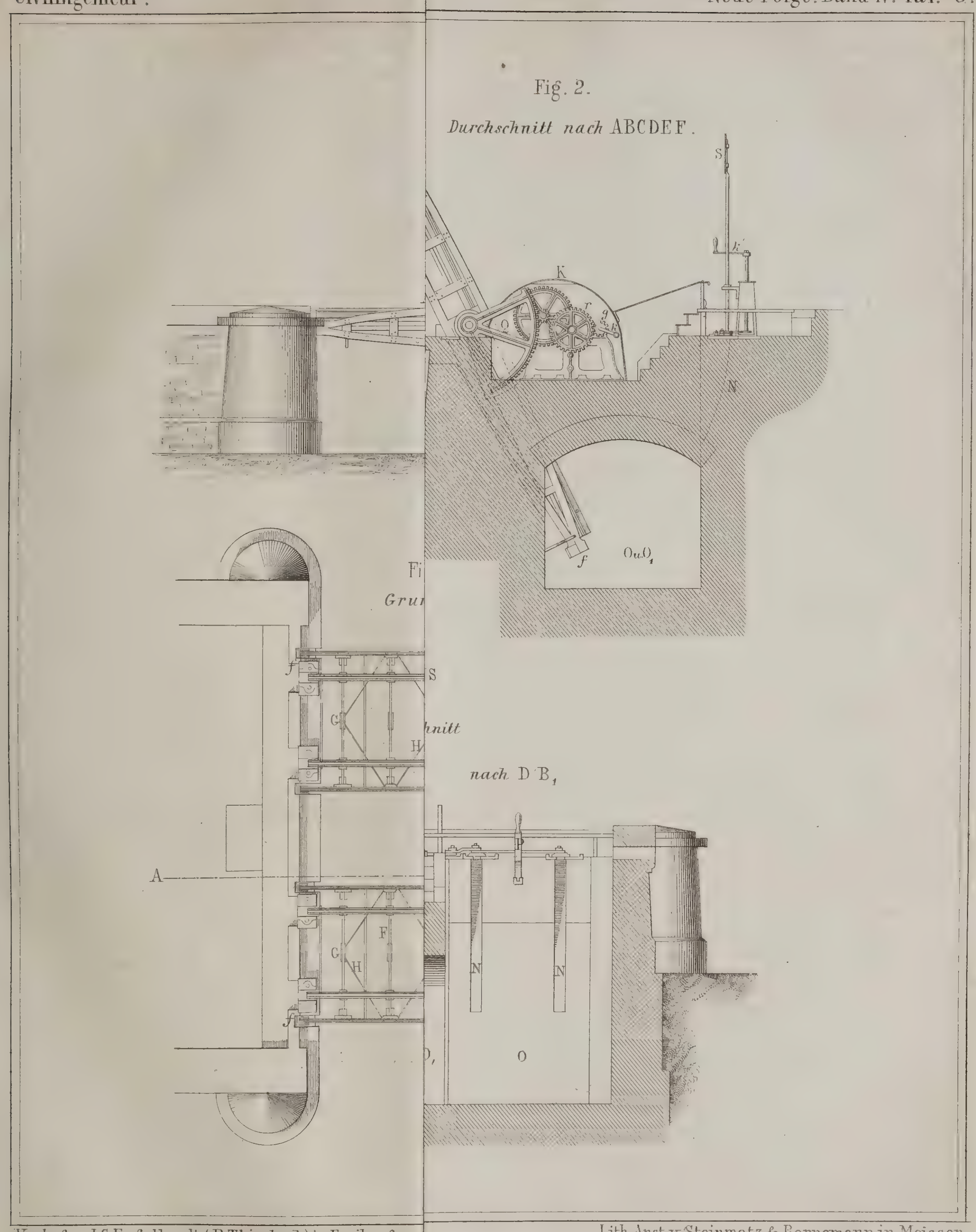
Weil der Beaufumé-Apparat für den Dampfkessel der Arsenal-Schmiede zu kräftig war, so suchte man seine Maximalleistung durch die Anwendung bei einem Schiffskessel zu ermitteln, indem man einen der vier Kessel der „Antilope" damit versah. Man nahm nämlich den Rost heraus, mauerte bei 20 Zoll unter der Decke desselben einen horizontalen Ziegelheerd ein und versah diesen mit den Erhitzungscanälen und Gasausströmungsöffnungen, wobei nun der Aschenraum überflüssig wurde, sodaß man 23 Zoll Höhe und 114 Cubikfuß Raum ersparen konnte. Die Resultate dieser Versuche sind in der Tabelle in der vierten Versuchsreihe aufgeführt.

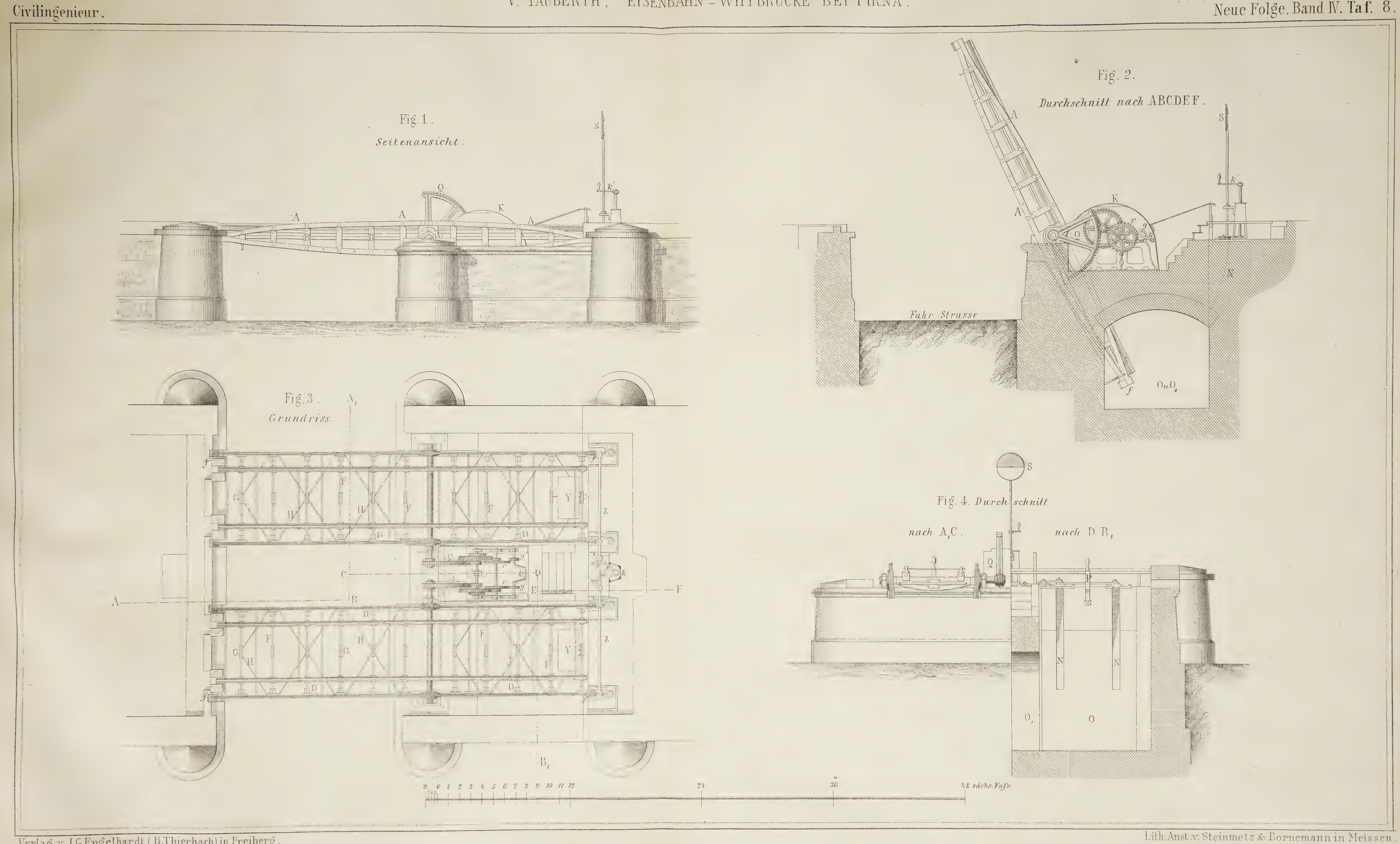
Im Mittel ergeben sie eine Dampfproduction von 9,2 Pfund pro Pfund Newcastler Kohle und eine höchste stündliche Production von 1884 Pfund Dampf bei einem stündlichen Kohlenconsum von 225 Pfund. Das Wasser wurde im Kessel unter der atmosphärischen Pressung, im Wassermantel des Gasgenerators bei 5 Atmosphären Druck verdampft. Der Kessel stand auf dem Hofe des Etablissements, wodurch eine bedeutende Abkühlung verursacht wurde, die sich zwar nicht genau angeben, aber vielleicht annähernd in der Art abschätzen läßt, daß pro Stunde 1969½ Pfund Wasser verdampft worden sein würden, wenn der Kessel besser verwahrt gewesen wäre. Es ergiebt sich sonach aus diesen Versuchen, daß pro Quadratfuß dieses Rostes 40 Pfund Kohle verdampft werden können oder doppelt soviel als bei gewöhnlichen Feuerungen. Was die Dampfproduction betrifft, welche bis zu 9,89 Pfund gestiegen ist, so fehlen hierzu vergleichende Gegenversuche, denn wenn auch bei einem solchen Kessel früher 7,2 Pfund Dampfproduction bei atmosphärischem Druck und Newcastle-Kohle beobachtet worden sind, so kann dies nicht zum Anhalten genommen werden, weil er damals gegen den Verlust durch Ausstrahlung der Wärme geschützt war, der Gewinn beträgt also jedenfalls mehr als 27 Procent. Bei diesem Versuche wurde die Wärme der Gase möglichst ausgenutzt, indem die abziehenden Gase nur noch 150° C Wärme besaßen. Die Heizfläche war verhältnißmäßig groß, sodaß das Schließen verschiedener Rauchröhren ohne wesentlichen Einfluß blieb; denn während nach der Tabelle die Dampfproduction pro Pfund Kohle zunahm, nahm die totale Dampfproduction trotz der eingetretenen milderen Witterung ab.

Bei den Versuchen mit dem Röhrenkessel beobachtete man niemals einen ungestörten und gleichförmigen Eintritt der Gase in die Rauchröhren, was wohl in der Engigkeit der letzteren, welche nur 2½ Zoll weit waren, ihre Erklärung finden kann, wenn es sich nicht dadurch erklärt, daß in Folge der bedeutenden Größe des Ofens im Verhältniß zur producirten Gasmenge die Gase bereits verbrannt sein konnten, ehe sie die Röhren erreichten. Bei einem später angestellten Versuche zeigte sich, daß die Gase in einem 4 Zoll weiten Rohre eine mehr als 6½ Fuß lange Flamme geben, weitere Rohre sind möglicherweise vortheilhafter.

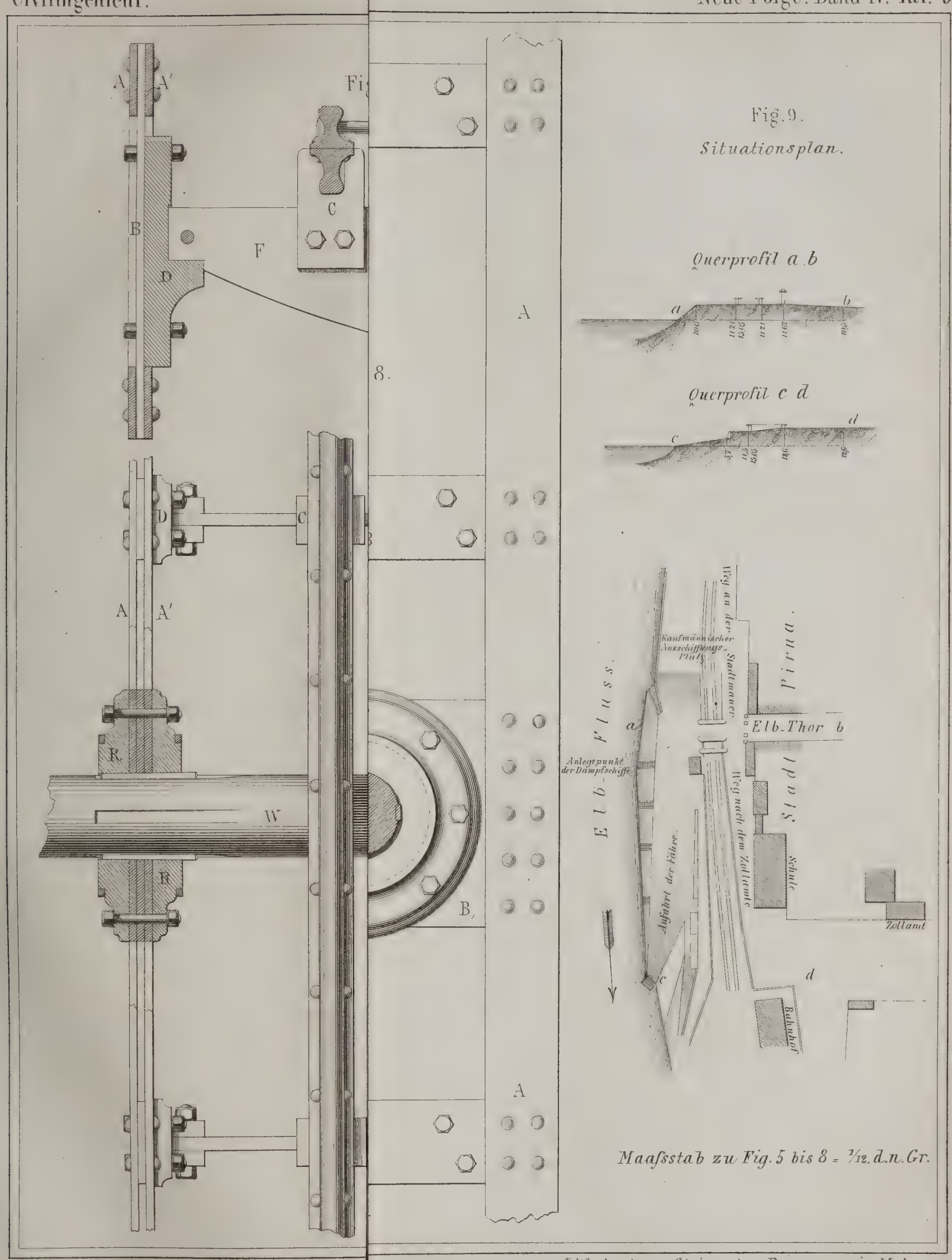
Nach Allem kann man das Urtheil fällen, daß der Beaufumé'sche Apparat gut arbeitet, den Rauch verbrennt und eine Ersparniß von ⅓ des Brennmaterials realisirt. Die Behandlung ist keineswegs künstlich, aber die Ausströmung von Kohlenoxydgas ist als ein Nachtheil, wenigstens für Schiffskessel hervorzuheben, doch läßt sich hoffen, daß er noch beseitigt werden kann. Ebenso ist der erforderliche größere Zeitaufwand beim Anheizen lästig; dieser Nachtheil kann aber gehoben werden, wenn man die Maschine des Ventilators mit einem besonderen, schnell Dämpfe erzeugenden Kessel versieht, und er tritt gar nicht ein, wenn die Maschine alle Tage arbeitet. Auch der zu diesem Apparate erforderliche etwas größere Raum ist kein ernstlicher Nachtheil.

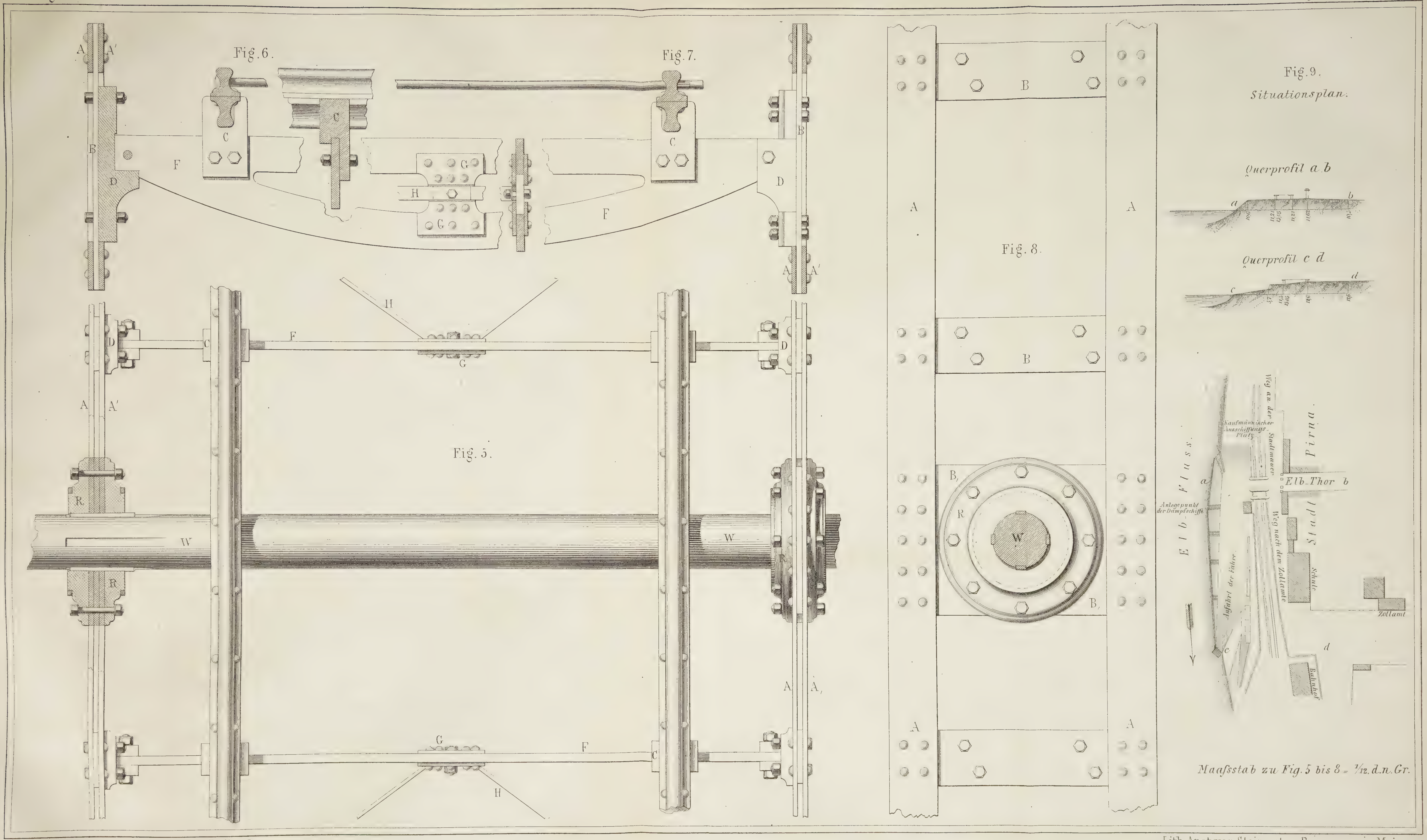
Für alle stationären Maschinen sind die Vortheile gewiß überwiegend, und wir müssen als einen solchen noch hervorheben, daß man darin gewisse Sorten von billigem Brennmaterial nutzbar machen kann, welche bei anderen Kesselfeuerungen gar nicht anwendbar sind.


Fig. 2.
Durchschnitt nach ABCDEF.
S
K
Q
r
q
k
N
f
O u. O1
Fi
Gru
S
G
H
hnitt
nach D B1
A
F
G
H
N
N
O



Verlag v. J.G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.


Fig. 9.
Situationsplan.
Querprofil a b
Querprofil c d
Elb-Fluss
Pirna
Stadt
Elb-Thor
Weg an der Stadtmauer
Weg nach dem Zollamte
Auffahrt der Fähre
Anlegepunkt der Dampfschiffe
Schule
Zollamt
Bahnhof
8.
Maafsstab zu Fig. 5 bis 8 = 1/12 d. n. Gr.



Verlag v. J.G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz u. Bornemann in Meissen.

Die Eisenbahn-Wippbrücke bei Pirna auf der Sächs.-Böhm. Staatseisenbahn.

Von

V. Tauberth.

(Hierzu Tafel 8 und 9.)

Als im Jahre 1846 der Bau der Sächsisch-Böhmischen Staatseisenbahn, d. h. der Eisenbahn von Dresden im Elbthale aufwärts bis zur Landesgrenze begonnen wurde, war man durch die Erfahrungen wegen des abnormen hohen Wasserstandes im Jahre 1845 veranlaßt die Bahnplanie um 6 Fuß höher zu legen, als frühere Vorarbeiten sie normirt hatten. — Dadurch entstand unter anderen auch bei der Station Pirna zwischen der Stadt und dem Elbflusse ein Damm, welcher die Hauptstraße nach der Elbe hin vor dem Elbthore um 8 Fuß überragte, und welcher, da weder wegen der Anfahrten vom Flusse herauf ein Niveauübergang, noch wegen der unausführbahren Austiefung der „Elbgasse" eine feste Durchfahrt sich anbringen ließ, eine bewegliche Brücke bedingte, welche übrigens unmittelbar an das Ende des ohnehin nicht sehr ausgedehnten Bahnhofs zu liegen kam.

Der kleine Situationsplan, Tafel 9, Figur 9, erläutert nebst den beigefügten Querprofilen, daß ein Niveauübergang, der übrigens schon wegen der unmittelbaren Bahnhofsnähe unangenehm für den Betrieb gewesen wäre, sich wegen der großen Steigung, welche die Anfahrten von der „Fähre" und von dem „kaufmännischen Ausschiffungsplatze" erhalten hätten, nicht füglich projectiren ließ. Es ist aber daraus zu ersehen, daß insofern die „Elbgasse" als eine Verbindungsstraße von dem linken nach dem rechten Elbufer betrachtet werden muß und demnach eine feste Durchfahrt unter der Bahn weg doch mindestens 16 Fuß lichte Weite zu erhalten hatte von einer Austiefung der an sich ziemlich engen Gasse abzusehen war.

Endlich aber dürfte der Situationsplan nachweisen, daß, wenn es sich nun einmal um eine bewegliche Brücke handelte, von einer Drehbrücke nicht die Rede sein durfte. Eine Drehbrücke nämlich würde im Zustande ihrer Oeffnung nach 2 äußeren Seiten hin die Communication abgesperrt haben. Diese mußte bei der Beengung des Raumes aber nach allen 4 Seiten hin offen bleiben, indem nach der Flußseite hin die Apareillen nach der Fähre und dem kaufmännischen Ausschiffungsplatze abzweigen, während dies nach der Stadtseite zu mit den sehr lebhaften Wegen nach dem Zollamte und längs der „Stadtmauer" der Fall ist.

Sonach war eine andere Construction für eine bewegliche Brücke zu wählen als Drehbrücke, und zwar wurde zur Bedingung gestellt, daß, weil die Straßencommunication an jenem Punkte ungleich lebhafter ist, als die Eisenbahncommunication im günstigsten Falle sich erwarten ließ, die zu projectirende Brücke in der Regel offen stehen und nur ausnahmsweise beim Passiren von Eisenbahnzügen geschlossen werden sollte. Nun konnte man einfache Zugbrücken, oder eine vertical zu hebende und zu senkende Plattform, oder endlich eine geich einem Balancier bewegliche Brücke anwenden, wie solche Idee durch den damaligen Oberingenieur Genie-Major Peters angeregt wurde. Ich erhielt als Maschinenmeister der Bahn den Auftrag, eine Brücke letzterer Kategorie zu construiren, und so entstand meine „Wippbrücke", die im deutschen und continentalen Eisenbahnwesen noch als Eisenbahnbrücke einzig in ihrer Art dasteht, sich aber doch nun seit achtjährigem, lebhaftem Betriebe durchaus gut bewährt hat.

Die Tafeln 8 und 9 enthalten eine graphische Darstellung dieser eigenthümlichen Brücke im geschlossenen und offenen Zustande in Grundriß, Seitenansicht, Durchschnitt und Details, zu deren Erläuterung Folgendes beigefügt wird.

Die Brücke besteht aus zwei ganz gleichen, je selbstständig zu bewegenden Hälften, sodaß jedes Bahngeleis nach Belieben unabhängig von dem andern geöffnet und geschlossen werden kann. Die beiden Hauptträger jeder Brücke bestehen aus doppelten durch Querstege verbundenen zusammengenieteten, eine Balancierform bildenden, schmiedeeisernen Schienen AA in den Figuren 5, 6, 7 und 8 auf Tafel 9; die zwischengenieteten Querstege BB vereinigen die einzelnen Schienen zum Ganzen. In der Mitte des Balanciers, wo die Schienen am weitesten sind, ist der breitere Quersteg B′ eingenietet und auf beiden Seiten desselben sind die gußeisernen Rosetten RR aufgeschraubt. Durch letztere hindurch und in ihnen befestigt geht die sechszollige schmiedeiserne Hauptwelle WW.

An der inneren Seite der Querstege B sind gußeiserne Schuhe DD, s. Fig. 5, 6 und 7, angeschraubt, welche ihrerseits als Auflager schmiedeeiserner fischbauchförmiger Rippen FF dienen. Auf letzteren, welche durch eine

angeniethete Mittelverbindung GG verstärkt sind, befinden sich die schmiedeeisernen Chairs CC aufgesattelt und angeschraubt, in denen die doppelt zusammengenieteten Schienen mittelst Holzkeilen festgehalten werden. Die fischbauchförmigen Rippen sind unter sich durch die Winkelbänder HH verstrebt und verankert, und wie aus den Figuren 6 und 7, so wie Figur 3, ersichtlich, sind die oberen Schienen, welche frei über den Chairs stehen, noch durch 1zollige schmiedeeiserne Bolzen mit Kopf und Schließe gekuppelt, um sich nicht auseinander begeben zu können.

Die Figur 1, Tafel 8, zeigt die Brücke im geschlossenen Zustande, d. h. so wie sie aussieht, wenn eben ein Zug dieselbe passiren soll. Es ist nichts dabei zu erläutern; die Buchstaben bezeichnen dieselben Theile wie in den übrigen Figuren.

Aus Figur 2 läßt sich schon der Mechanismus der Brücke zum größten Theile erkennen. Sie stellt die eine Brückenhälfte im geöffneten Zustande dar. — Auf der Hauptwelle W der Brücke ist ein Quadrant Q aufgesteckt. Rechts neben der eigentlichen Brückendurchfahrt ist eine gemauerte Grube OO_1 ersichtlich, welche durch einen zwischen beiden Brückenhälften befindlichen Steg für die Getriebevorrichtung gewissermaßen in 2 Theile getrennt wird.

In Figur 3, wo beide Brückenhälften als niedergelegt gezeichnet sind, ist die auf dem erwähnten gemauerten Stege aufgestellte Getriebevorrichtung näher ersichtlich. Eine gekröpfte Welle k dient als Kurbel, welche je nach Belieben nach rechts oder links verschiebbar ist, sodaß entweder ihre aufgesteckten Getriebe g und g_1 rechts oder links in das betreffende Rad r oder r′ eingreifen. In der Zeichnung ist der Eingriff von g_1 in r_1 dargestellt, und es würde sonach, da die zweite Zwischenwelle getheilt ist, nur der Quadrant Q_1 oder die linke Brückenhälfte bewegt:

Wenn nun die Brücke niedergelegt ist, so muß sie auch selbstverständlich festgestellt werden, denn man kann nicht das Tragen der Maschine oder des Zuges dem Widerstande eines Sperrrades im Getriebe überlassen. Auf der Seite links (Figur 3) legen sich die Füße ff der Balanciers in dort festgestellte eiserne Schuhe, und diese Stellung ist eine solche, daß die Schienen der Brücke genau an die Schienen des Geleises anschließen. Auf der Seite rechts haben sich die aufwärts gegangenen Füße ff der Balanciers in den aus Figur 2 und Figur 4 ersichtlichen Nuten NN_1 in die Höhe bewegt, und es werden die als einseitige Hebel um einen Bolzen drehbaren schmiedeeisernen keilförmig zugespitzten Platten oder Keile ee, welche unter sich durch die Zugstangen zz verbunden sind, durch die Kurbel k_1 und das Getriebe s_1 unter die Füße des Balanciers fest untergeschoben. Die schmiedeeisernen Keile ee ruhen je auf gußeisernen, fest mit dem Mauerwerke verbundenen Platten, in welchen indessen die Mauerwerksnuten NN_1 ebenfalls ausgespart sind, während die Keile selbstverständlich größere Fläche bieten als die Nutenöffnungen. Gleichzeitig durch die Kurbel k_1 wird nächst der Bewegung der Keile ee auch die Signalscheibe S um eine Viertelwendung mitbewegt, und es ist dieselbe so gestellt, daß sie in der Richtung der Bahn sichtbar ist, wenn die Keile untergeschoben sind, dagegen auf die schmale Seite steht, d. h. unsichtbar für den Führer ist, wenn die Keile die Nuten nicht decken.

Die in Figur 3 ersichtlichen Flächen YY deuten Gegengewichte an, die in gußeisernen, von unten angehängten Platten bestehen und die größere Länge der Brückenhälfte links (s. Figur 3) gegen die rechts ausgleichen.

Wenn in Vorstehendem eine Beschreibung der einzelnen Figuren der Tafeln 8 und 9 und der Details der Brückentheile gegeben wurde, so ist es für jeden Fachmann leicht, sich die Manipulation der Brücke zu denken. Das Legen oder Heben geschieht durch einen Mann, ja sogar mit einer Hand mit großer Leichtigkeit, und dauert kaum eine halbe Minute. Nicht so leicht mag es für den Eisenbahnbetriebsmann sein, sich bei vorliegender Construction die nöthige Sicherheit für den Betrieb zu denken. Auch uns, die wir damals mit Anlage der Brücke zu thun hatten, gingen gewichtige Bedenken bei, die wir indessen in Folgendem möglichst zu beseitigen versuchten.

Einestheils, mußten wir uns sagen, ist jede bewegliche Brücke, insofern sie zu Zeiten eine Oeffnung in der Bahn bedingt, ein Uebelstand. Dies ist ein genereller Mangel, der unsere Wippbrücke als solche nicht treffen kann. Anderntheils ist unsere Brücke unmittelbar in der Nähe eines Bahnhofes gelegen, wo ohnedies alle Maschinen und Züge anhalten, sie wird also der Natur der Sache nach nur — d. h. auch schon ohne besondere Vorschrift — in ganz langsamem Tempo passirt und die Aufsicht auf der Brücke und ihre Signale wird durch vielfache Organe ausgeübt. Dies bietet schon einige Sicherheit mehr, als es bei einer beweglichen Brücke in der freien Bahn der Fall ist.

Bedenklich ist allein der Fall, daß der betreffende Locomotivenführer dieselbe passiren wollte, wenn sie zwar niedergelegt, die Keile ee aber nicht gehörig geschlossen wären. Hier ist indessen einmal die selbstwirkend mit den Keilen verbundene Signalscheibe vorhanden, welche bei Nacht durch entsprechende Signallaternen beleuchtet ist; ein anderesmal ist ein sehr zuverlässiger früherer Maschinenschlosser als Brückenwärter angestellt (derselbe hat zugleich die Brückentheile technisch zu beaufsichtigen) und endlich ist durch optisches Signal eine „positive Quittung" für den Locomotivenführer eingerichtet worden, welche ihm in Voraus die Bestätigung ertheilt, daß die Brücke sich in dem Zustande für sichere Passirung befinde.

Neben der Brücke befindet sich nämlich eine Signalstange mit farbigem Ballon (Abends transparent erleuchtet), welchen der Brückenwärter zum Zeichen, daß Alles in Ordnung gebracht sei, in die Höhe zieht. Dies genügt für jeden vom Bahnhofe aus aufwärts fahrenden Zug.

Beim Abwärtsfahren, d. h. für diejenigen Züge, welche die Brücke vor der Einfahrt in den Bahnhof passiren, ist die Signalisirung dergestalt eingerichtet, daß 3 Bahnwärterstrecken (circa $^3/_4$ Stunden Wegs) oberhalb der Wippbrücke der Führer dreimal pfeift, worauf von den Bahnwärtern nach der Brücke hin an den optischen Telegraphenstangen ein zweiter Arm (Abends Laternen) aufgezogen wird. Auf dieses Zeichen hin legt der Brückenwärter die Brücke nieder und zieht sodann den Ballon. Nähert sich der Zug der Station Pirna (wobei jedoch der Führer die Brücke noch nicht sieht), so giebt er vor dem letzten Bahnwärter durch einen „Pfiff" ein fragendes Signal. Ist der Ballon inzwischen gezogen, so läßt der Bahnwärter als Antwort den zweiten Telegraphenarm nieder und deutet damit an, „Alles in Ordnung". Wäre der Ballon noch nicht aufgezogen, so läßt er den Arm nicht nieder und der Führer darf in diesem Falle die Wärterstation nicht passiren, sondern muß anhalten, wobei er noch auf 1200 Ellen, oder 0,1 Meile, von der Wippbrücke entfernt ist, und muß sich erkundigen. Dasselbe muß er unbedingt bei Nebel oder Schneegestöber thun, wo die Signale nicht zuverlässig sichtbar sind. Er darf in diesen Fällen nur nach genommener persönlicher Ueberzeugung von der Sicherheit der Brückenstellung dieselbe passiren, nachdem er erst vor der Brücke den Zug völlig zum Stillstande gebracht hatte.

Diese Maßregeln haben denn auch bei einem nahebei neunjährigen Betriebe vollkommene Sicherheit gewährt. Nur zweimal ist die Oeffnung und resp. Beweglichkeit der Brücke von Nachtheil gewesen. Einmal hat in der Nacht der heftige Sturm einen leeren Pferdewagen auf dem Bahnhofe in Bewegung gesetzt und ist derselbe, trotz einer vor der Oeffnung quer über das Geleis gelegten Schwelle, welche er übersprang, in die Grube gestürzt, ein anderes Mal haben während einer Reparatur der Brücke, wobei sie niedergelegt, aber nicht unterriegelt war, die betheiligten Handarbeiter eine kleine Lowry mit Schwellen darauf geschoben, und es ist durch deren Gewicht die Brücke niedergedrückt worden und der Wagen mit den Schwellen hineingestürzt. In beiden Fällen konnte von einem Beachten der bestehenden Signale nicht die Rede sein. Zur Vermeidung eines Falles wie der letztere ist übrigens nachträglich noch eine selbstwirkende Fallklinke P, Fig. 4, angebracht worden.

Zu bemerken ist schließlich noch, daß die Brücke im Jahre 1848 in der Wilhelmshütte bei Sprottau in Schlesien (damals Firma: Baller & Comp.) ausgeführt worden ist. — Die bedungenen Preise beliefen sich einschließlich Transport und Aufstellung auf 22 Thaler, $14^2/_3$ und 11 Thaler pro Centner für die verschiedenen schmiedeeisernen, 5 Thaler pro Centner für gußeiserne Theile.

Das ganze Gewicht beider Brückenhälften nebst Getriebe- und Riegel-Vorrichtung belief sich auf 235 Centner und der ganze an die Hütte bezahlte Betrag für die gesammte Herstellung war 3275 Thaler.

Reparaturen, mit Ausnahme der Erneuerung eines Quadranten, welcher übrigens durch einen Stoß von Außen zufällig beschädigt wurde, sind in den neun Jahren des Betriebes in keinerlei Weise vorgekommen.

Der Oberbau der deutschen Eisenbahnen.

Von

C. Couche.

Die „Annales des mines" enthalten in sér. V, tom. XI, liv. 2 auf 1857 den Schluß des von uns schon mehrfach benutzten längeren Berichtes über die deutschen Eisenbahnen von dem Oberingenieur und Professor an der École des mines, M. C. Couche, worin eine lichtvolle Vergleichung der verschiedenen Schienenwege gegeben wird. Da dieser kenntnißvolle Ingenieur wohl geeignet ist, ein competentes Urtheil zu fällen, so theilen wir im Nachstehenden das Wesentlichste aus dieser Abhandlung mit.

Das Oberbausystem mit Langschwellen.

Man tadelt nicht ohne Grund an den Stuhlschienen, daß sie bei der geringsten Verschiebung der senkrechten Stellung oder unrichtigen Abnutzung der Bandagen die ganze Last nur auf den Rändern des Kopfes zu tragen haben und sich deshalb verbiegen und zerdrücken. Man könnte diesem Umstande am wirksamsten dadurch abhelfen, daß man statt der Doppel-⊤Form die Form eines hohlen

Rechtecks in Anwendung brächte, was auf die Ω-Form führt. Man vermehrt auf diese Weise den Widerstand gegen das Umkippen, aber nur scheinbar, denn eine große Breite des Fußes ist für Schienen, welche eine continuirliche Unterstützung verlangen und doch nur eine Unterlage von beschränkter Breite erhalten können, eher ein Nachtheil, weil sie Gelegenheit zum Aufmachen nach unten giebt, selbst wenn man die Zahl der Befestigungspunkte über Gebühr vermehrt. Daß aber diese Schienen eine continuirliche Unterstützung bedürfen, was sich eigentlich von selbst versteht, haben die Anwendungen der Ω-Schienen bei Querschwellen auf der Magdeburg-Berliner, Magdeburg-Leipziger, Niederschlesischen, Märkischen u. a. Eisenbahnen bewiesen.

Die Anwendung von Langschwellen hat für den Augenblick etwas Bestechendes, indem man denken könnte, daß die Schienen dabei durchgängig in gleicher Weise in Anspruch genommen seien. Allein da durch die Stöße oder Wechsel die Continuität aufgehoben wird, so tritt die Zusammendrückbarkeit des Kieses mit in Thätigkeit und ruft Aenderungen im Krümmungsradius hervor, wenn die Schienenstöße nicht durch Anlegschienen und die Schwellenstöße nicht durch Verkämmungen oder Querschwellen verdeckt sind.

Ebenso spricht der Holzverbrauch zu Gunsten der Langschwellen, da bei Querschwellen nahe 39 Procent mehr Holz gebraucht wird und ebenso sollte man glauben, daß man dabei leichtere Schienen anwenden, und hierdurch Ersparnisse machen könnte.

Allein die Ersparniß an Holz wird zum Theil dadurch aufgehoben, daß man für Langschwellen bearbeitete, fehlerlose gerade und regelmäßige Hölzer und zu ihrer Verlegung geschickte Holzarbeiter, wenn nicht Zimmerleute, haben und mit größter Sorgfalt verfahren muß, während zu den Querschwellen keineswegs vollkantige und ausgewählte Hölzer, noch weniger aber besonders geschickte Arbeiter erforderlich sind.

Der Hauptnachtheil der Langschwellen ist jedoch der Mangel an Stabilität, indem ihre Neigung zum Umkippen und Gleiten nur durch eine schwierig herzustellende solide Verbindung der beiden Stränge aufgehoben werden kann. Man kann in der That die Schienenwege auf Langschwellen nicht wohl anders ansehen, als eine Art Schienen aus zweierlei Material, und sie müssen daher auch alle Nachtheile solcher Verbindungen haben. Derartige Verbindungen sind nur dann dauerhaft, wenn es möglich ist, durch einfache Mittel zwischen den einzelnen Theilen eine solide Verbindung herzustellen, was zwischen Holz und Eisen schon wegen der verschiedenen Ausdehnung in der Wärme unmöglich ist. Wenn man von England günstige Berichte über dieses auf der Great-Western-Bahn angewendete System erhält, so liegt dies nicht in der gelungenen Beseitigung dieses Nachtheiles (wenigstens hat Couche beobachtet, daß die Holzschrauben, welche Brunel zur Befestigung der Schienen anwendet, nicht blos an den Stößen, sondern beinahe überall locker werden), sondern darin, daß die Schienen sehr schwer, die Schwellen sehr stark, die Belastungen pro Axe mäßig sind und daß man eine sehr aufmerksame (wahrscheinlich aber auch entsprechend kostspielige) Wartung anwendet.

In Amerika ist man daher von den Langschwellen abgekommen und ebenso ist der Erfolg in Baden gewesen, wo man sich lange bemüht hat, die damit verknüpften Uebelstände zu beseitigen. Es ist interessant, diese Bemühungen vom Ursprung an zu verfolgen.

Die auf der Mannheim-Heidelberger Bahn angewendeten Brückenschienen hatten 15,6 Centimeter Breite und waren auf Langschwellen von 30 × 17 Centimeter Querschnitt mittelst Hakennägeln befestigt. Die Schienenstöße wurden durch gußeiserne, auf den Langschwellen durch Hakennägel befestigte Platten mit vorspringenden Rändern getragen. Die Langschwellen ruhten bei Dämmen auf Querschwellen von 15 × 15 Centimeter im Querschnitt und 2,4 Meter Länge (bei 1,6 Meter Geleisweite), in horizontalen Strecken auf Steinwürfeln, welche mit Querschwellen abwechselten und in Einschnitten auf Steinwürfeln und waren durch 3 Centimeter starke eichene Nägel befestigt.

Für die Section Heidelberg-Carlsruhe wendete man, der beobachteten häufigen Verschiebungen und der Zerstörung der Stühle wegen, bereits breitere gußeiserne Unterlagsplatten und stärkere Querschwellen von 30 × 12,5 Centimeter an den Stößen und 20 × 12,5 Centimeter Querschnitt in der Mitte an, gab die Anwendung von Steinwürfeln auf und legte die Langschwellen auf eine Knacklage von 18 bis 24 Centimeter Stärke, um eine weniger bewegliche Unterlage zu gewinnen, jedoch ohne wesentlich bessern Erfolg.

Als daher die Bahn von Offenburg nach Haltingen gebaut wurde, ersetzte man die gußeisernen Lagerstühle durch schmiedeeisernen Platten mit vorstehenden Rändern, brachte an den Schienenstößen überdies noch zwei horizontale Kuppelschienen an, welche den Schienenfuß faßten und befestigte sie durch Schrauben.

Als dann das zweite Geleis gelegt wurde, gab man die Brückenschienen auf, obwohl diese trotz ihrer Leichtigkeit (21,69 Kilogramme pro Meter) sich in Folge des guten Materials sehr gut bewährt hatten, indem man hoffte, daß die Vignolesschienen einen besseren Verband der Schienenstöße geben würden. Die Schienen wurden 6 Meter, die Schwellen 3 Meter lang gewählt, was nicht nur einen guten Wechsel der Stöße, sondern auch eine bedeutende Ersparniß beim Holze ergab, weil so kurze Schwellen pro Cubikmeter nur wenig mehr als die Querschwellen kosten.

Erst in neuerer Zeit, wo man die Geleisweite auf die allgemein übliche Weite von 1,5 Meter reducirte, erkannte man die Langschwellen als die Ursache der erfahrenen Unzuträglichkeiten und schreitet mit ihrer Wegnahme vor.

Man kann kaum einen vollkommeneren Beweis für die Nachtheile der Langschwellen wünschen; trotzdem wird in neuester Zeit dieser Versuch in Frankreich abermals wiederholt und zwar, weil man von den Brückenschienen große Vortheile erwartet.

Gegen die Stuhlschienen bieten sie allerdings den Vortheil einer sichereren Auflage, aber freilich muß man dafür die Nachtheile der Langschwellen mit in den Kauf nehmen. Die Vignolesschiene macht letztere überflüssig, bedarf keiner Stühle und bietet gleichen oder selbst größeren Widerstand gegen den Seitendruck, weil bei der Stuhlschiene in den beiden verticalen Schenkeln mehr Material liegen muß, als in der verticalen Ribbe der Vignolesschiene vorhanden zu sein braucht. Wenn die Stuhlschienen auch ungefähr 7 Procent billiger sein und eine etwas größere Dauer besitzen sollten, als die Vignolesschienen, was nach den Erfahrungen in Baden und auf der Main-Neckar-Bahn der Fall zu sein scheint, so überträgt dieser Vortheil die übrigen Nachtheile nicht. Couche hält also die neuen Versuche auf den Eisenbahnen nach Bayonne, Auteuil, von Dôle nach Salins und von Saint-Rambert nach Grenoble, welche ausführlich besprochen werden, nur insofern von Nutzen, als er hofft, daß damit vollends die Unzweckmäßigkeit dieses Eisenbahnsystems zur Evidenz bewiesen werden würde.

Hierauf wird die bei der Semmeringbahn gemachte Anwendung der Langschwellen besprochen, wo dieselben blos dazu dienen, die Querschwellen, auf welchen die Schienen befestigt sind, unter sich zu verbinden. Couche findet diese Anordnung ganz zweckmäßig, denn, wenn auch die allgemeine Tendenz der Schienen, sich in Folge der Sprünge an den Schienenstößen in der Richtung der Bewegung des Zuges zu verschieben durch die Anlegschienen sehr geschwächt, ja fast aufgehoben würde, und wenn auch namentlich bei starken Locomotiven und geringerer Geschwindigkeit durch die Triebräder eher eine rückgängige Bewegung derselben hervorgerufen würde, welche durch die vorwärtsschiebende Kraft der übrigen Laufräder meist fast ganz neutralisirt werde, so veränderten sich in dieser Beziehung die Verhältnisse auf stark abfallenden und ansteigenden Wegstrecken sehr, wo sich stets das Bestreben zu einer Verschiebung nach abwärts entwickeln müsse. Denn auf den fallenden Strecken werden die Maschinen außer Thätigkeit gesetzt, folglich suchen alle Räder, und besonders die gebremsten, die Schienen mit zu nehmen, und bei starken Steigungen überwiegt die gesteigerte Thätigkeit der Treibräder so sehr die Einwirkung der übrigen Räder, daß ebenfalls ein Widerstand gegen die Verschiebung nach unten nothwendig wird. Die Anwendung von Langschwellen sei also für den Semmering gerechtfertigt, und wenn man dieselben nicht unter die Schienen gelegt habe, so sei dies in Rücksicht auf die starken Curven dieser Bahn vollkommen richtig, weil dadurch nur die Tendenz zum Umkippen noch vermehrt worden sein würde.

In Baden hat man zur Benutzung des vorhandenen Materials auf der Strecke zwischen Carlsruhe und Durlach eine eigenthümliche Combination von Langschwellen versucht, indem man die steinernen Würfel mit kurzen Stücken Langschwelle von 57 Centimeter Länge versah, welche 10 Centimeter tief in die Würfel eingelassen waren, und diese Würfel bis auf 0,56 Meter Entfernung (statt 1,5 Meter Abstand) zusammenrückte, allein diese kostspielige Auflagerung erwies sich nicht zweckmäßig. Eben so wenig Erfolg hatte ein Versuch, die Auflagerung der Schienen auf Langschwellen mit derjenigen auf Querschwellen zu verbinden, wie er auf der Leipzig-Dresdener und Berlin-Breslauer Eisenbahn gemacht worden ist. Hier wendete man statt der Querschwelle unter dem Schienenstoße zwei Stücken Langschwelle an, erzielte aber keine bessere Verbindung. Endlich läßt sich auch von dem Vorschlage Pouillet's, nämlich auf der unteren Seite der Langschwellen gußeiserne Platten zu befestigen, nur Abhilfe für den einen Uebelstand der Langschwellen und zwar für die geringe Stabilität derselben hoffen.

Ebenso wenig, wie die Holzersparniß und die größere Leichtigkeit der Schienen die Anwendung von Langschwellen rechtfertigen, ebensowenig kann man durch die angebliche Ungefährlichkeit des Ausgleisens dafür eingenommen werden, denn wenn auch die Beschädigung des Zuges eine geringere ist, sofern derselbe auf den Langschwellen fortrollt, so sind dann die Beschädigungen der Bahn um so bedeutender, und es kommt vor, daß Züge mehrere Kilometer weit auf den Langschwellen fortgehen, ohne daß es Jemand bemerkt, dabei aber den ganzen Oberbau auf dieser Strecke zerstören. Nur soviel ist richtig, daß Schienenbrüche ohne Nachtheil sind, ja daß man nicht einmal die zerbrochene Schiene auszuwechseln, sondern nur durch Schrauben oder Nieten auszuflicken braucht, um sie weiter benutzen zu können, aber Niemand wird im Ernst diesen geringen Vortheil gegen die oben erwähnten Nachtheile hervorheben wollen.

Barlow-Schiene.

Ist auch dieses System des Oberbaues in Deutschland noch nicht zur Anwendung gekommen, so schließt sich hier doch passend die nähere Betrachtung desselben an.

Wenn alle die Vortheile, welche man gewöhnlich diesem System zuschreibt, nämlich die längere Dauer, die solide Verbindung der Schienenstöße, die Einfachheit der Verlegung, die mindere Abnutzung der Fahrzeuge, die Sicherheit vor Schienenbrüchen u. s. w. alle wahr wären, so müßte man

sich über die Blindheit der Eisenbahngesellschaften verwundern, daß sie nicht schnell diese Art des Oberbaues angenommen haben. Aber obgleich die Erfahrung bestätigt, daß die Barlowschiene eine sehr angenehme Bewegung beim Fahren giebt, daß das Auswechseln leicht und rasch geschehen kann, daß die Schienen ihre Entfernung fest behalten, daß selbst auf der Eisenbahn nach Bayonne der Temperaturwechsel ohne Einfluß gewesen ist, daß sich bei gut unterstopften Schienen kein Bestreben zum Wegdrängen des Kieses und Umkippen bemerken läßt und daß die Steifheit des Schienenstranges keineswegs übermäßig genannt werden könne, so muß doch ein Haupteinwurf gegen die Barlowschienen zugegeben werden, nämlich der Nachtheil, daß sie sich sehr schnell am Kopfe zerstören. Die versuchsweise auf der Bahn von Saint-Germain gelegten Schienen waren schon in 15 Monaten zerstört, was allerdings in dem überaus starken Verkehr und den schweren Maschinen auf dieser Bahn mit begründet sein mag. Indessen hat man dieses System auch in England wieder aufgegeben, wo es sehr rasch und günstig aufgenommen worden war.

Der Grund für die leichtere Zerstörbarkeit der Barlowschiene liegt nach Couche in der Fabrikationsweise. Bei den gewöhnlichen Eisenbahnschienen wird die Schiene nur in den ersten Walzen flach und auf die hohe Kante gestellt gewalzt, in den Fertigmachwalzen liegt die Schiene stets flach. Bei der Barlowschiene sind aber die Cannelirungen der Fertigmachwalzen ungemein tief, verschiedene Punkte des Querschnittes werden also von den Walzen mit sehr verschiedenen Geschwindigkeiten ausgereckt und daher wird zum Walzen solcher Schienen nicht nur eine sehr große Kraft gebraucht, sondern die Arbeit geht auch sehr langsam, und es entsteht viel Ausschuß, wenn man nicht sehr dehnbares Eisen nimmt, welches wieder für Schienen nicht vortheilhaft ist. Couche schlägt daher vor, bei der Fabrikation dieser Schienen anders zu verfahren, nämlich erstens breite Schienen mit einem Wulst im Mittel zu walzen und diese dann zweitens durch Stanzen in die richtige Form zu biegen. Zu dieser Fabrikation könnte man auch harte Eisensorten verwenden.

So lange man aber nicht im Stande ist, dauerhaftere Schienen herzustellen,*) so lange kann auf eine erfolgreiche Anwendung dieses Systems nicht gerechnet werden.

*) Der Ingenieur Bergeron in Saint-Etienne hat die von Evans angegebenen Schienen von Gußstahl in der Fabrik von Jackson frères ausführen lassen und sie versuchsweise auf der Strecke zwischen Rive-de-Gier und Givors angewendet, womit seit dem November 1843 sehr günstige Erfolge erzielt worden sind, wie der „Genie Industrielle", tom. XIV, Nr. 84, berichtet. Diese Schienen haben Hufeisenform und ihre Seitenrippen sind unten zusammengezogen. Sie sind auf Langschwellen mittelst Schrauben befestigt, deren schwalbenschwanzförmige Köpfe in die Hohlung passen und von dem Ende der Schienen aus eingeführt, unterhalb der Langschwellen aber mit Muttern angezogen werden. Man vermeidet auf diese Weise die so leicht locker werdenden Holzschrauben oder Hakennägel und die Schiene kann sich ausdehnen, ohne ihre Befestigung dadurch zu lockern. Sie wiegen bei 5 Meter Länge nur 46 Kilogramme und haben sich trotz des starken Verkehres auf dieser Bahnstrecke vollkommen glatt und unversehrt erhalten. Trotz des hohen Preises des Gußstahles dürften die Anschaffungskosten nicht viel höher ausfallen, als bei den neuerdings angewendeten sehr schweren schmiedeeisernen Schienen, welche bis zu 45 Kilogrammen pro Meter wiegen. Die Ersparniß an Transportlöhnen, die Leichtigkeit bei der Verlegung, die außerordentliche Glätte der Oberfläche, die homogene Beschaffenheit des Materials und seine große Widerstandsfähigkeit beim Biegen fordern zu weiteren Versuchen auf, da bei dieser Construction der Schienen die wichtigsten der von Couche vorstehend gerügten Mängel der auf Langschwellen befestigten Schienen beseitigt zu sein scheinen. D. Red.

Festigkeits- und Biegungsverhältnisse eines über mehrere Stützpunkte fortlaufenden Trägers.

(Hierzu Tafel 13, Figur 27 bis 32.)

Man pflegt bei Berechnung schmiedeeiserner Brücken, welche über mehrere Pfeiler continuirlich fortlaufen, die Verhältnisse einfacher, an beiden Enden aufliegender oder eingemauerter Träger zum Anhalten und eine Belastungsart anzunehmen, welche die Rechnung möglichst vereinfacht. Ob man der Wirklichkeit durch solche Annahmen nahe genug kommt, bleibt immer ungewiß.

Bei dem Umbaue einer Eisenbahn-Holzbrücke von 5 gleichweiten Oeffnungen in eine Blechbrücke wurden daher die Biegungsmomente eines fortlaufenden Trägers unter verschiedenen Belastungsarten genau ermittelt und wurde dabei zugleich auf den Einfluß Rücksicht genommen, welchen die Abweichung einzelner Stützpunkte von der durch die übrigen gelegten Horizontalen auf das Tragvermögen aus-

üben kann. Die Rechnung auch auf den Fall ungleicher Länge der Tragfelder zu erstrecken, wäre allerdings interessanter und für die Kenntniß fortlaufender Träger im Allgemeinen fruchtbringender gewesen, allein da die damit verknüpfte Complication der Rechnung bei der gegebenen Gleichheit der Oeffnungen für den vorliegenden Zweck keinen Vortheil bringen konnte, so begnügte man sich mit dem factischen Verhältnisse der gleichen Länge der Tragfelder.

Die Prüfung der Brücke auf ihre Durchbiegungen sollte mittelst einer Locomotive und des angehängten Tenders erfolgen. Bei einer Länge der Tragfelder von nicht viel mehr, als der Länge beider Fahrzeuge zusammen entspricht diese Belastungsweise weder genau der durch eine gleichvertheilte, noch der durch eine in einem Punkte aufgehäufte Last. Es wurde daher die Rechnung für eine außer dem Eigengewicht über einzelne Brückenfelder gleichmäßig vertheilte und zugleich für eine oder mehrere an verschiedenen Punkten derselben Tragfelder befindliche Lasten durchgeführt und die veränderliche Lage der Lasten beim Ueberfahren der Brücke mit denselben überall in Berücksichtigung gezogen.

Läßt man (Fig. 27) für den über die Stützpunkte fortlaufenden Träger von allenthalben gleichem Querschnitte folgende Bezeichnungen gelten:

- l die Länge eines Tragfeldes zwischen zwei aufeinander folgenden Stützpunkten;
- n die Anzahl der Tragfelder;
- μl das Eigengewicht des Trägers auf die Länge eines Tragfeldes;
- ql eine zufällige über die Länge eines Tragfeldes gleichmäßig vertheilte,
- Q eine in der Entfernung z vom Anfangspunkte befindliche Last, welche mit der vorigen von Tragfeld zu Tragfeld fortrückt;
- m die Folgenummer für das mit vorgedachten beiden Belastungen versehene Tragfeld;
- $a_1, a_2, a_3, \ldots a_n$ die Abweichungen der aufeinander folgenden Stützpunkte von der durch den Anfangspunkt gelegten Horizontalen;
- $p, p_1, p_2 \ldots p_n$ die Drücke auf die aufeinander folgenden Pfeiler;
- WE das Elasticitätsmoment, gebildet aus dem auf die neutrale Axe bezogenen Trägheitsmomente W des in Bezug auf diese Axe symmetrischen Querschnittes des Trägers und aus dem Elasticitätsmodul E des Materials;
- ω den Winkel, welchen die Tagente des Anfangspunktes mit dem Horizonte einschließt;
- x und y die Ordinaten der Biegungscurven für den Punkt A als Anfangspunkt,

so findet man für die aufeinander folgenden Tragfelder:

A. Bei Belastung des ersten Tragfeldes mit Q und ql.

$$(1^a)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = q\frac{x^2}{2} + \mu\frac{x^2}{2} - px$$

$$(1^b)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = Q(x-z) + q\frac{x^2}{2} + \mu\frac{x^2}{2} - px$$

$$(2)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = Q(x-z) + ql\left(x-\frac{l}{2}\right) + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l)$$

$$(3)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = Q(x-z) + ql\left(x-\frac{l}{2}\right) + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l) - p_2(x-2l)$$

.
.
.

$$(n)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = Q(x-z) + ql\left(x-\frac{l}{2}\right) + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l) - p_2(x-2l) - \cdots\cdots - p_{n-1}[x-(n-1)l].$$

B. Bei Belastung des zweiten Tragfeldes.

$$(1)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = \mu\frac{x^2}{2} - px$$

$$(2^a)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{q}{2}(x^2 - 2lx + l^2) + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l)$$

$$(2^b)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = Q(x-z) + \frac{q}{2}(x^2 - 2lx + l^2) + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l)$$

$$(3)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = Q(x-z) + ql\left(x-\frac{3l}{2}\right) + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l) - p_2(x-2l)$$

.
.
.

$$(n)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = Q(x-z) + ql\left(x-\frac{3l}{2}\right) + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l) - p_2(x-2l) - \cdots\cdots - p_{n-1}[x-(n-1)l].$$

C. Bei Belastung des $m$ten Tragfeldes.

$$(1)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = \mu\frac{x^2}{2} - px$$

$$(2)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l)$$

.
.
.

$$(m^a)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{q}{2}[x-(m-1)l]^2 + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l) - \cdots - p_{m-1}[x-(m-1)l]$$

$$(m^b)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = Q(x-z) + \frac{q}{2}[x-(m-1)l]^2 + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l) - \cdots\cdots - p_{m-1}[x-(m-1)l]$$

$$\vdots$$

$$(n)\quad WE\frac{d^2y}{dx^2} = Q(x-z) + ql\left[x - \frac{(2m-1)}{2}l\right] + \mu\frac{x^2}{2} - px - p_1(x-l) - \cdots\cdots - p_{n-1}[x-(n-1)l]\,.$$

Durch Integration erhält man unter gehöriger Bestimmung der Constanten folgende Curvengleichungen:

A. Bei Belastung des ersten Tragfeldes.

$$(1^a)\quad WEy = q\frac{x^4}{24} + \mu\frac{x^4}{24} - p\frac{x^3}{3} + xWE\tan\omega$$

$$(1^b)\quad WEy = Q\left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2z}{2} + \frac{xz^2}{2} - \frac{z^3}{6}\right) + \frac{qx^4}{24} + \frac{\mu x^4}{24} - \frac{px^3}{3} + xWE\tan\omega$$

$$(2)\quad WE(y-a_1) = Q\left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2z}{2} + \frac{xz^2}{2} - \frac{l^3}{6} + \frac{l^2z}{2} - \frac{lz^2}{2}\right) + \frac{ql}{2}\left(\frac{x^3}{3} - \frac{lx^2}{2} + \frac{l^2x}{3} - \frac{l^3}{6}\right) + \frac{\mu}{24}(x^4 - l^4)$$
$$-\frac{p}{6}(x^3 - l^3) - p_1\left(\frac{x^3}{6} - \frac{lx^2}{2} + \frac{l^2x}{2} - \frac{l^3}{6}\right) + (x-l)WE\tan\omega$$

$$(3)\quad WE(y-a_2) = Q\left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2z}{2} + \frac{xz^2}{2} - \frac{4l^3}{3} + 2l^2z - lz^2\right) + \frac{ql}{24}\left(\frac{x^3}{3} - \frac{lx^2}{2} + \frac{l^2x}{2} - \frac{l^3}{6}\right) + \frac{\mu}{24}(x^4 - 16l^4)$$
$$-p(x^3 - 8l^3) - p_1\left(\frac{x^3}{6} - \frac{lx^2}{2} + \frac{l^2x}{2} - \frac{l^3}{3}\right) - p_2\left(\frac{x^3}{6} - lx^2 + 2l^2x - \frac{4l^3}{3}\right)$$
$$+ (x-2l)WE\tan\omega$$

$$\vdots$$

$$(n)\quad WE(y-a_{n-1}) = Q\left[\frac{x^3}{6} - \frac{x^2z}{2} + \frac{xz^2}{2} - \frac{(n-1)^3}{6}l^3 + \frac{(n-1)}{2}l^2z - \frac{(n-1)}{2}lz^2\right]$$
$$+ \frac{ql}{2}\left[\frac{x^3}{3} - \frac{lx^2}{2} + \frac{l^2x}{3} - \frac{(n-1)^3}{3}l^3 + \frac{(n-1)^2}{2}l^3 + \frac{(n-1)}{3}l^3\right] + \frac{\mu}{24}[x^4 - (n-1)^4l^4]$$
$$-\frac{p}{6}[x^3 - (n-1)^3l^3] - p_1\left[\frac{x^3}{6} - \frac{lx^2}{2} + \frac{l^2x}{2} - \frac{(n-1)^3}{6}l^3 + \frac{(n-1)^2}{2}l^3 - \frac{(n-1)}{2}l^3\right]$$
$$-p_2\left[\frac{x^3}{6} - lx^2 + 2l^2x - \frac{(n-1)^3}{6}l^3 + (n-1)^2l^3 - 2(n-1)l^3\right] - \cdots - p_{n-1}\left[\frac{x^3}{6} - \frac{(n-1)}{2}lx^2\right.$$
$$\left. + \frac{(n-1)^2}{2}l^2x - \frac{(n-1)^3}{6}l^3\right] + [x-(n-1)l]WE\tan\omega\,.$$

B. Bei Belastung des zweiten Tragfeldes.

$$(1)\quad WEy = \frac{\mu x^4}{24} - \frac{px^3}{6} + xWE\tan\omega$$

$$(2^a)\quad WE(y-a_1) = \frac{q}{2}\left(\frac{x^4}{12} - \frac{lx^3}{3} + \frac{l^2x^2}{2} - \frac{l^3x}{3} + \frac{l^4}{12}\right) + \frac{\mu}{24}(x^4 - l^4) - \frac{p}{6}(x^3 - l^3) - p_1\left(\frac{x^3}{6} - \frac{lx^2}{2} + \frac{l^2x}{2} - \frac{l^3}{6}\right)$$
$$+ (x-l)WE\tan\omega$$

$$(2^b)\quad WE(y-a_1) = Q\left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2z}{2} + \frac{xz^2}{2} - \frac{z^3}{6}\right) + \frac{q}{2}\left(\frac{x^4}{12} - \frac{lx^3}{3} + \frac{l^2x^2}{2} - \frac{l^3x}{3} + \frac{l^4}{12}\right) + \frac{\mu}{24}(x^4 - l^4)$$
$$-\frac{p}{6}(x^3 - l^3) - p_1\left(\frac{x^3}{6} - \frac{lx^2}{2} + \frac{l^2x}{2} - \frac{l^3}{6}\right) + (x-l)WE\tan\omega$$

$$(3)\quad WE(y-a_2) = Q\left(\frac{x^3}{6} - \frac{x^2z}{2} + \frac{xz^2}{2} - \frac{4l^3}{3} + 2l^2z - lz^2\right) + \frac{ql}{2}\left(\frac{x^3}{3} - \frac{3lx^2}{2} + \frac{7l^2x}{3} - \frac{4l^3}{3}\right)$$
$$+ \frac{\mu}{24}(x^4 - 16l^4) - \frac{p}{6}(x^3 - 8l^3) - p_1\left(\frac{x^3}{6} - \frac{lx^2}{2} + \frac{l^2x}{2} - \frac{l^3}{3}\right) - p_2\left(\frac{x^3}{6} - lx^2 + 2l^2x - \frac{4l^3}{3}\right)$$
$$+ (x-2l)WE\tan\omega$$

$$\vdots$$

$$(n)\quad WE(y-a_{n-1}) = Q\left[\frac{x^3}{6}-\frac{x^2z}{2}+\frac{xz^2}{2}-\frac{(n-1)^3}{6}l^3+\frac{(n-1)^2}{2}l^2z-\frac{(n-1)}{2}lz^2\right]+\frac{ql}{2}\left[\frac{x^3}{3}-\frac{3lx^2}{2}\right.$$
$$\left.+\frac{7l^2x}{3}-\frac{(n-1)^3}{3}l^3+\frac{3(n-1)^2}{2}l^3-\frac{7(n-1)}{3}l^3\right]+\frac{\mu}{24}[x^4-(n-1)^4l^4]$$
$$-\frac{p}{6}[x^3-(n-1)^3l^3]-p_1\left[\frac{x^3}{6}-\frac{lx^2}{2}+\frac{l^2x}{2}-\frac{(n-1)^3}{6}l^3+\frac{(n-1)^2}{2}l^3-\frac{(n-1)}{2}l^3\right]$$
$$-p_2\left[\frac{x^3}{6}-lx^2+2l^2x-\frac{(n-1)^3}{6}l^3+(n-1)^2l^3-2(n-1)l^3\right]-\ldots-p_{n-1}\left[\frac{x^3}{6}-\frac{(n-1)}{2}lx^2\right.$$
$$\left.+\frac{(n-1)^2}{2}l^2x-\frac{(n-1)^3}{6}l^3\right]+[x-(n-1)l]\,WE\tan\omega\,.$$

C. Belastung des m ten Tragfeldes.

$$(1)\qquad WEy = \frac{\mu x^4}{24}-\frac{px^3}{6}+xWE\tan\omega$$

$$(2)\qquad WE(y-a_1) = \frac{\mu}{24}(x^4-l^4)-\frac{p}{6}(x^3-l^3)-p_1\left(\frac{x^3}{6}-\frac{lx^2}{2}+\frac{l^2x}{2}-\frac{l^3}{6}\right)+(x-l)WE\tan\omega$$

⋮

$$(m^a)\quad WE(y-a_{m-1}) = \frac{q}{2}\left[\frac{x^4}{12}-\frac{(m-1)}{3}lx^3+\frac{(m-1)^2}{2}l^2x^2-\frac{(m-1)^3}{3}l^3x+\frac{(m-1)^4}{12}l^4\right]+\frac{\mu}{24}[x^4-(m-1)^4l^4]$$
$$-\frac{p}{6}[x^3-(m-1)^3l^3]-p_1\left[\frac{x^3}{6}-\frac{lx^2}{2}+\frac{l^2x}{2}-\frac{(m-1)^3}{6}l^3+\frac{(m-1)^2}{2}l^3-\frac{(m-1)}{2}l^3\right]$$
$$-p_2\left[\frac{x^3}{6}-lx^2+2l^2x-\frac{(m-1)^3}{6}l^3+(m-1)^2l^3-2(m-1)l^3\right]-\ldots-p_{m-1}\left[\frac{x^3}{6}-\frac{(m-1)}{2}lx^2\right.$$
$$\left.+\frac{(m-1)^2}{2}l^2x-\frac{(m-1)^3}{3}l^3\right]+[x-(m-1)l]\,WE\tan\omega$$

$$(m^b)\quad WE(y-a_{m-1}) = Q\left(\frac{x^3}{6}-\frac{x^2z}{2}+\frac{xz^2}{2}-\frac{z^3}{6}\right)+\frac{q}{2}\left[\frac{x^4}{12}-\frac{(m-1)}{3}lx^3+\frac{(m-1)^2}{2}l^2x^2-\frac{(m-1)^3}{3}l^3x+\frac{(m-1)^4}{12}l^4\right]$$
$$+\frac{\mu}{24}[x^4-(m-1)^4l^4]-\frac{p}{6}[x^3-(m-1)^3l^3]-p_1\left[\frac{x^3}{6}-\frac{lx^2}{2}+\frac{l^2x}{2}-\frac{(m-1)^3}{6}l^3+\frac{(m-1)^2}{2}l^3\right.$$
$$\left.-\frac{(m-1)}{2}l^3\right]-p_2\left[\frac{x^3}{6}-lx^2+2l^2x-\frac{(m-1)^3}{6}l^3+(m-1)^2l^3-2(m-1)l^3\right]$$
$$-\ldots\ldots-p_{m-1}\left[\frac{x^3}{6}-\frac{(m-1)}{2}lx^2+\frac{(m-1)^2}{2}l^2x-\frac{(m-1)^3l^3}{3}\right]$$
$$+[x-(m-1)l]\,WE\tan\omega$$

⋮

$$(n)\quad WE(y-a_{n-1}) = Q\left[\frac{x^3}{6}-\frac{x^2z}{2}+\frac{xz^2}{2}-\frac{(n-1)^3}{6}l^3+\frac{(n-1)^2}{2}l^2z-\frac{(n-1)}{2}lz^2\right]$$
$$+\frac{ql}{2}\left[\frac{x^3}{3}-\frac{(2m-1)}{2}lx^2+\frac{(3m^2-3m+1)}{3}l^2x-(n-1)l^3\left\{\frac{(n-1)^3}{3}-\frac{(n-1)(2m-1)}{2}\right.\right.$$
$$\left.\left.+\frac{(3m^2-3m+1)}{3}\right\}\right]+\frac{\mu}{24}[x^4-(n-1)^4l^4]-\frac{p}{6}[x^3-(n-1)^3l^3]-p_1\left[\frac{x^3}{6}-\frac{lx^2}{2}\right.$$
$$\left.+\frac{l^2x}{2}-\frac{(n-1)^3}{6}l^3+\frac{(n-1)^2}{2}l^3-\frac{(n-1)}{2}l^3\right]-p_2\left[\frac{x^3}{6}-lx^2+2l^2x-l^3\left\{\frac{(n-1)^3}{6}\right.\right.$$
$$\left.\left.-(n-1)^2+2(n-1)\right\}\right]-\ldots\ldots-p_{n-1}\left[\frac{x^3}{6}-\frac{(n-1)}{2}lx^2+\frac{(n-1)^2}{2}l^2x-\frac{(n-1)^3}{6}l^3\right]$$
$$+[x-(n-1)l]\,WE\tan\omega\,.$$

Durch Einführung der Werthe von $y = a_1, a_2, a_3 \ldots\ldots a_n$ für $x = l, 2l, 3l \ldots nl$ und unter Berücksichtigung der Gleichung der statischen Momente sämmtlicher an dem Träger wirkenden Kräfte erhält man folgende, zur Bestimmung der Pfeilerdrücke dienende Bedingungsgleichungen:

A. Bei Belastung des ersten Tragfeldes.

$$24\,WE\,a_1 = 4Q(l^3 - 3l^2z + 3lz^2 - z^3) + ql^4 + \mu l^4 - 4pl^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_2 - a_1) = 4Q(7l^3 - 9l^2z + 3lz^2) + 14ql^4 + 15\mu l^4 - 28pl^3 - 4p_1l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_3 - a_2) = 4Q(19l^3 - 15l^2z + 3lz^2) + 50ql^4 + 65\mu l^4 - 76pl^3 - 28p_1l^3 - 4p_2l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$\vdots$$
$$24\,WE(a_n - a_{n-1}) = 4Q\left[(3n^2 - 3n + 1)l^3 - 3(2n-1)l^2z + 3lz^2\right] + 2ql^4(6n^2 - 12n + 7) + \mu l^4\left[n^4 - (n-1)^4\right] - pl^3\left[n^3 - (n-1)^3\right] - 4p_1l^3(3n^2 - 9n + 7) - 4p_2l^3(3n^2 - 15n + 19) - \cdots - 4p_{n-1}l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$0 = Q(nl - z) + \frac{ql^2}{2}(2n-1) + \frac{\mu n^2l^2}{2} - pnl - p_1l(n-1) - \cdots - 2p_{n-2}l - p_{n-1}l.$$

B. Bei Belastung des zweiten Tragfeldes.

$$24\,WE\,a_1 = \mu l^4 - 4pl^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_2 - a_1) = 4Q(8l^3 - 12l^2z + 6lz^2 - z^3) + ql^4 + 15\mu l^4 - 28pl^3 - 4p_1l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_3 - a_2) = 4Q(19l^3 - 15l^2z + 3lz^2) + 14ql^4 + 65\mu l^4 - 76pl^3 - 28p_1l^3 - 4p_2l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$\vdots$$
$$24\,WE(a_n - a_{n-1}) = 4Q\left[(3n^2 - 3n + 1)l^3 - 3n(2n-1)l^2z + 3lz^2\right] + 2ql^4(6n^2 - 24n + 25) + \mu l^4\left[n^4 - (n-1)^4\right] - 4pl^3\left[n^3 - (n-1)^3\right] - 4p_1l^3(3n^2 - 9n + 7) - 4p_2l^3(3n^2 - 15n + 9) - \cdots - 4p_{n-1}l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$0 = Q(nl - z) + \frac{ql^2}{2}(2n-3) + \frac{\mu n^2l^2}{2} - pnl - p_1l(n-1) - \cdots - 2p_{n-2}l - p_{n-1}l.$$

C. Bei Belastung des mten Tragfeldes.

$$24\,WE\,a_1 = \mu l^4 - 4pl^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_2 - a_1) = 15\mu l^4 - 28pl^3 - 4p_1l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$\vdots$$
$$24\,WE(a_m - a_{m-1}) = 4Q(m^3l^3 - 3m^2l^2z + 3mlz^2 - z^3) + ql^4 + \mu\left[m^4 - (m-1)^4\right] - 4pl^3\left[4m^3 - (m-1)^3\right] - 4p_1l^3(3m^2 - 9m + 7) - 4p_2l^3(3m^2 - 15m + 19) - \cdots - 4p_{m-1}l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$\vdots$$
$$24\,WE(a_n - a_{n-1}) = 4Q\left[(3n^2 - 3n + 1)l^3 - 3(2n-1)l^2z + 3lz^2\right] + 2ql^4\left[2(3n^2 - 3n + 1) - 3(2m-1)(2n-1) + 2(3m^2 - 3m + 1)\right] + \mu l^4\left[n^4 - (n-1)^4\right] - 4pl^3\left[n^3 - (n-1)^3\right] - 4p_1l^3(3n^2 - 9n + 7) - 4p_2l^3(3n^2 - 15n + 19) - \cdots - 4p_{n-1}l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$0 = Q(nl - z) + \frac{ql^2}{2}\left[2n - (2m-1)\right] + \frac{\mu n^2l^2}{2} - pnl - p_1l(n-1) - \cdots - 2p_{n-2}l - p_{n-1}l.$$

Zu jeder Gruppe von Gleichungen kommt noch die Summengleichung aller Kräfte

$$0 = Q + \mu nl + ql - p - p_1 - p_2 - \cdots - p_n,$$

sodaß für die Belastung jedes Tragfeldes die Pfeilerdrücke bestimmt werden können.

Vom Allgemeinen wieder zu dem vorliegenden besonderen Fall eines über fünf gleichweite Oeffnungen fortlaufenden Trägers übergehend, hat man zu beachten, daß die zufällige Belastung nach und nach auf jedes Tragfeld kommt und von der Mitte aus nach beiden Seiten hin sich gleiche Verhältnisse ergeben müssen. Es ist daher nicht allein $a_5 = 0$, $a_4 = a_1$ und $a_3 = a_2$ zu setzen, sondern es entsprechen auch die für die Belastung des 1. und 2. Tragfeldes sich ergebenden Verhältnisse denen für die Belastung des 4. und 5. Tragfeldes.

Hiernach gehen die obigen Bedingungsgleichungen in folgende über:

A. Bei Belastung des ersten Tragfeldes.

$$24\,WE\,a_1 = 4Q(l^3 - 3l^2z + 3lz^2 - z^3) + ql^4 + \mu l^4 - 4pl^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_2 - a_1) = 4Q(7l^3 - 9l^2z + 3lz^2) + 14ql^4 + 15\mu l^4 - 28pl^3 - 4p_1l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$0 = 4Q(19l^3 - 15l^2z + 3lz^2) + 50ql^4 + 65\mu l^4 - 76pl^3 - 28p_1l^3 - 4p_2l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_1 - a_2) = 4Q(37l^3 - 21l^2z + 3lz^2) + 110ql^4 + 175\mu l^4 - 148pl^3 - 76p_1l^3 - 28p_2l^3 - 4p_3l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$-24\,WE\,a_1 = 4Q(61l^3 - 27l^2z + 3lz^2) + 194ql^4 + 369\mu l^4 - 244pl^3 - 148p_1l^3 - 76p_2l^3 - 28p_3l^3 - 4p_4l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$0 = 4Q(5l - z) + \frac{9}{2}ql^2 + \frac{25}{2}\mu l^2 - 5pl - 4p_1l - 3p_2l - 2p_3l - p_4l,$$
$$0 = Q + ql + 5\mu l - p - p_1 - p_2 - p_3 - p_4 - p_5.$$

B. Bei Belastung des zweiten Tragfeldes.

$$24\,WE\,a_1 = \mu l^4 - 4pl^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_2 - a_1) = 4Q(8l^3 - 12l^2z + 6lz^2 - z^3) + ql^4 + 15\mu l^4 - 28pl^3 - 4p_1l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$0 = 4Q(19l^3 - 15l^2z + 3lz^2) + 14ql^4 + 65\mu l^4 - 76pl^3 - 28p_1l^3 - 4p_2l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_1 - a_2) = 4Q(37l^3 - 21l^2z + 3lz^2) + 50ql^4 + 175\mu l^4 - 148pl^3 - 76p_1l^3 - 28p_2l^3 - 4p_3l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$-24\,WE\,a_1 = 4Q(61l^3 - 27l^2z + 3lz^2) + 110ql^4 + 369\mu l^4 - 244pl^3 - 148p_1l^3 - 76p_2l^3 - 28p_3l^3 - 4p_4l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$0 = 4Q(5l - z) + \frac{7}{2}ql^2 + \frac{25}{2}\mu l^2 - 5pl - 4p_1l - 3p_2l - 2p_3l - p_4l,$$
$$0 = Q + ql + 5\mu l - p - p_1 - p_2 - p_3 - p_4 - p_5.$$

C. Bei Belastung des dritten Tragfeldes.

$$24\,WE\,a_1 = \mu l^4 - 4pl^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_2 - a_1) = 15\mu l^4 - 28pl^3 - 4p_1l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$0 = 4Q(27l^3 - 27l^2z + 9lz^2 - z^3) + ql^4 + 65\mu l^4 - 76pl^3 - 28p_1l^3 - 4p_2l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$24\,WE(a_1 - a_2) = 4Q(37l^3 - 21l^2z + 3lz^2) + 14ql^4 + 175\mu l^4 - 148pl^3 - 76p_1l^3 - 28p_2l^3 - 4p_3l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$-24\,WE\,a_1 = 4Q(61l^3 - 27l^2z + 3lz^2) + 50ql^4 + 369\mu l^4 - 244pl^3 - 148p_1l^3 - 76p_2l^3 - 28p_3l^3 - 4p_4l^3 + 24lWE\tang\omega,$$
$$0 = 4Q(5l - z) + \frac{5}{2}ql^2 + \frac{25}{2}\mu l^2 - 5pl - 4p_1l - 3p_2l - 2p_3l - p_4l,$$
$$0 = Q + ql + 5\mu l - p - p_1 - p_2 - p_3 - p_4 - p_5.$$

Die Pfeilerdrücke und $\tang\omega$ ergeben sich daraus

A. Bei Belastung des ersten Tragfeldes.

$$p = \frac{4Q(209l^3 - 265l^2z + 56z^3) + 362ql^4 + 330\mu l^4 + 11.24\,WE(11a_1 - 6a_2)}{836l^3},$$
$$p_1 = \frac{4Q(336l^2z - 127z^3) + 545ql^4 + 946\mu l^4 - 11.24\,WE(28a_1 - 17a_2)}{836l^3},$$
$$p_2 = \frac{4Q(-90l^2z + 90z^3) - 90ql^4 + 814\mu l^4 + 11.24\,WE(17a_1 - 11a_2)}{836l^3},$$

$$p_3 = \frac{4\,Q\,(24\,l^2 z - 24\,z^3) + 24\,q\,l^4 + 814\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(17\,a_1 - 11\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_4 = \frac{4\,Q\,(-6\,l^2 z + 6\,z^3) - 6\,q\,l^4 + 946\,\mu\,l^4 - 11.24\,W E\,(28\,a_1 - 17\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_5 = \frac{4\,Q\,(l^2 z - z^3) + q\,l^4 + 330\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(11\,a_1 - 6\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$W E \tang \omega = \frac{4\,Q\,(362\,l^2 z - 627\,l\,z^2 + 265\,z^3) + 153\,q\,l^4 + 121\,\mu\,l^4 + 6.11.24\,W E\,(5\,a_1 - a_2)}{6.836\,l^3}.$$

B. Bei Belastung des zweiten Tragfeldes.

$$p = \frac{4\,Q\,(336\,l^3 - 646\,l^2 z + 381\,l\,z^2 - 71\,z^3) - 41\,q\,l^4 + 330\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(11\,a_1 - 6\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_1 = \frac{4\,Q\,(-344\,l^3 + 1368\,l^2 z - 1032\,l\,z^2 + 217\,z^3) + 455\,q\,l^4 + 946\,\mu\,l^4 - 11.24\,W E\,(28\,a_1 - 17\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_2 = \frac{4\,Q\,(331\,l^3 - 1083\,l^2 z + 993\,l\,z^2 - 241\,z^3) + 479\,q\,l^4 + 814\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(17\,a_1 - 11\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_3 = \frac{4\,Q\,(-144\,l^3 + 456\,l^2 z - 432\,l\,z^2 + 120\,z^3) - 72\,q\,l^4 + 814\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(17\,a_1 - 11\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_4 = \frac{4\,Q\,(36\,l^3 - 114\,l^2 z + 108\,l\,z^2 - 30\,z^3) + 18\,q\,l^4 + 946\,\mu\,l^4 - 11.24\,W E\,(28\,a_1 - 17\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_5 = \frac{4\,Q\,(-6\,l^3 + 19\,l^2 z - 18\,l\,z^2 + 5\,z^3) - 3\,q\,l^4 + 330\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(11\,a_1 - 6\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$W E \tang \omega = \frac{4\,Q\,(336\,l^3 - 646\,l^2 z + 381\,l\,z^2 - 71\,z^3) - 41\,q\,l^4 + 121\,\mu\,l^4 + 6.11.24\,W E\,(5\,a_1 - a_2)}{6.836\,l^3}.$$

C. Bei Belastung des dritten Tragfeldes.

$$p = \frac{4\,Q\,(-384\,l^3 + 434\,l\,z^2 - 159\,l\,z^2 + 19\,z^3) + 11\,q\,l^4 + 330\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(11\,a_1 - 6\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_1 = \frac{4\,Q\,(2304\,l^3 - 2604\,l^2 z + 954\,l\,z^2 - 114\,z^3) - 66\,q\,l^4 + 946\,\mu\,l^4 - 11.24\,W E\,(28\,a_1 - 17\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_2 = \frac{4\,Q\,(-3578\,l^3 + 4773\,l^2 z - 1935\,l\,z^2 + 247\,z^3) + 473\,q\,l^4 + 814\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(17\,a_1 - 11\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_3 = \frac{4\,Q\,(2792\,l^3 - 3948\,l^2 z + 1770\,l\,z^2 - 247\,z^3) + 473\,q\,l^4 + 814\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(17\,a_1 - 11\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_4 = \frac{4\,Q\,(-1116\,l^3 + 1614\,l^2 z - 756\,l\,z^2 + 114\,z^3) - 66\,q\,l^4 + 946\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(28\,a_1 - 17\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$p_5 = \frac{4\,Q\,(186\,l^3 - 269\,l^2 z + 126\,l\,z^2 - 19\,z^3) + 11\,q\,l^4 + 330\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(11\,a_1 - 6\,a_2)}{836\,l^3},$$

$$W E \tang \omega = \frac{4\,Q\,(-384\,l^3 + 434\,l^2 z - 159\,l\,z^2 + 19\,z^3) + 11\,q\,l^4 + 121\,\mu\,l^4 + 6.11.24\,W E\,(5\,a_1 - a_2)}{6.836\,l^3}.$$

Während die zufälligen Belastungen Q und q l über den Träger von Tragfeld zu Tragfeld fortrücken, ergeben sich zwischen und über den Stützpunkten folgende größte Biegungsmomente (Fig. 31 auf Taf. 13):

A. Bei Belastung des ersten Tragfeldes.

$$\text{für } x = \frac{4\,Q\,(209\,l^3 - 265\,l^2 z + 56\,z^2) + 362\,q\,l^4 + 330\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(11\,a_1 - 6\,a_2)}{836\,(\mu + q)\,l^3},$$

$$M = -\frac{\left\{4\,Q\,(209\,l^3 - 265\,l^2 z + 56\,z^3) + 362\,q\,l^4 + 330\,\mu\,l^4 + 11.24\,W E\,(11\,a_1 - 6\,a_2)\right\}^2}{2.836^2\,(\mu + q)\,l^6},$$

für $x = l$

$$M_1 = \frac{4Q(56l^2z - 56z^3) + 56ql^4 + 88\mu l^4 - 11.24\,WE(11a_1 - 6a_2)}{836\,l^2},$$

B. Bei Belastung des zweiten Tragfeldes.

für $x = l$

$$M_2 = \frac{4Q(336l^3 - 646l^2z + 381lz^2 - 71z^3) + 41ql^4 + 88\mu l^4 - 11.24\,WE(11a_1 - 6a_2)}{836\,l^2},$$

$$\text{für } x = \frac{4Q(-8l^3 + 722l^2z - 651lz^2 + 146z^3) + 1250ql^4 + 1276\mu l^4 - 11.24\,WE(17a_1 - 11a_2)}{836(\mu + q)l^3},$$

$$M_3 = -\frac{\left\{4Q(-8l^3 + 722l^2z - 651lz^2 + 146z^3) + 1250ql^4 + 1276\mu l^4 - 11.24\,WE(17a_1 - 11a_2)\right\}^2}{2.836^2(\mu + q)l^6}$$
$$+ \frac{4Q(-344l^3 + 1368l^2z - 1032lz^2 + 217z^3) + 873ql^4 + 946\mu l^4 - 11.24\,WE(28a_1 - 17a_2)}{836\,l^2},$$

für $x = 2l$

$$M_4 = \frac{4Q(90l^3 - 285l^2z + 270lz^2 - 75z^3) + 45ql^4 + 66\mu l^4 + 11.24\,WE(6a_1 - 5a_2)}{836\,l^2}.$$

C. Bei Belastung des dritten Tragfeldes.

für $x = 2l$

$$M_5 = \frac{4Q(-1536l^3 + 1736l^2z - 636lz^2 + 76z^3) + 44ql^4 + 66\mu l^4 + 11.24\,WE(6a_1 - 5a_2)}{836\,l^2},$$

$$\text{für } x = \frac{4Q(-1658l^3 + 2603l^2z - 1140lz^2 + 152z^3) + 2090ql^4 + 2090\mu l^4}{836\,l^3},$$

$$M_6 = -\frac{\left\{4Q(-1658l^3 + 2603l^2z - 1140lz^2 + 152z^3) + 2090ql^4 + 2090\mu l^4\right\}^2}{2.836(\mu + q)l^6},$$
$$+ \frac{4Q(-4852l^3 + 6942l^2z - 2916lz^2 + 380z^3) + 2552ql^4 + 2574\mu l^4 + 11.24\,WE(6a_1 - 5a_2)}{836\,l^2},$$

Die beiden Fahrzeuge, mit denen der Träger zu prüfen war, haben zusammen 83500 Zollpfund Gewicht in der aus Figur 32 ersichtlichen Vertheilung, die Abstände der Axen in englischen Zollen gemessen.

Zur Bestimmung der dieser Belastung und dem Eigengewichte entsprechenden Biegungsmomente waren zuerst die aus derselben hervorgehenden Pfeilerdrücke zu ermitteln und in die Ausdrücke für die letzteren für Q nach und nach die Zahlenwerthe 8500, 8500, 8000, 22000 u. s. f. und für die Abstände vom Anfangspunkte nach und nach z, z + 52,5, z + 105, z + 243 u. s. f. einzuführen. Aus den Pfeilerdrücken waren dann für verschiedene Belastungspunkte, so wie für die Stützpunkte die Biegungsmomente zu entwickeln, indem für x nach und nach z, z + 52,5, z + 105, z + 243 u. s. f. zu setzen und die statischen Momente der links von dem betreffenden Punkte befindlichen Lasten in Abzug zu bringen waren. Unter den erhaltenen Biegungsmomenten, von denen jedes für einen bestimmten Werth von z einen Maximalwerth annimmt, war das größte als dasjenige auszuwählen, durch welches der Träger am meisten in Anspruch genommen wird.

Es wird genügen, den Gang der Rechnung für Ermittelung des bei Belastung des ersten Tragfeldes zwischen den beiden ersten Stützpunkten sich ergebenden größten Biegungsmomentes zu zeigen. Zu dem Zwecke mögen die aufeinander folgenden Lasten mit Q, Q_1, Q_2 u. s. f., ihre Abstände von der ersten derselben mit 0, u_1, u_2, u_3 u. s. f. bezeichnet werden, ferner die Summe sämmtlicher Q mit ΣQ, die Summe sämmtlicher Producte aus den Lasten und ihren Abständen mit ΣQu, die Summe der Producte aus den Lasten und den Quadraten ihrer Abstände mit ΣQu^2 und die Summe aus den Producten der Lasten in die Cuben ihrer Abstände mit ΣQu^3. Für gleiche Höhe aller Stützpunkte ergiebt sich dann bei Belastung des ersten Tragfeldes der Druck auf den ersteren Stützpunkt

$$p = \frac{1}{209}\left\{\frac{56z^3}{l^3}\Sigma Q + \frac{168z^2}{l^3}\Sigma Qu + z\left(\frac{168}{l^3}\Sigma Qu^2 - \frac{265}{l}\Sigma Q\right) + \frac{56}{l^3}\Sigma Qu^3 - \frac{265}{l}\Sigma Q_1u_1 + 209\Sigma Q + \frac{165}{2}\mu l\right\}$$

und die Biegungsmomente für die aufeinander folgenden 6 Belastungspunkte sind

$\frac{\mu z^2}{2} - p z$,

$\frac{\mu}{2}(z + u_1)^2 - p(z + u_1) - Q u_1$,

$\frac{\mu}{2}(z + u_2)^2 - p(z + u_2) - u_2(Q + Q_1) + Q_1 u_1$,

$\frac{\mu}{2}(z + u_3)^2 - p(z + u_3) - u_3(Q + Q_1 + Q_2) + Q_1 u_1 + Q_2 u_2$,

$\frac{\mu}{2}(z + u_4)^2 - p(z + u_4) - u_4(Q + Q_1 + Q_2 + Q_3) + Q_1 u_1 + Q_2 u_2 + Q_3 u_3$,

$\frac{\mu}{2}(z + u_5)^2 - p(z + u_5) - u_5(Q + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) + Q_1 u_1 + Q_2 u_2 + Q_3 u_3 + Q_4 u_4$.

Wie sich schon aus der Vertheilung der Lasten errathen läßt, ergiebt sich das größte dieser Biegungsmomente für den Belastungspunkt unter der Hinterare der Locomotive, d. i. für $x = z + u_3$; es beträgt

$$M = -\frac{1}{209}\Big\{\frac{56 z^4}{l^4}\Sigma Q + z^3\left(\frac{168}{l^3}\Sigma Q u + \frac{56 u_3}{l^3}\Sigma Q\right) + z^2\left(\frac{168}{l^3}\Sigma Q u^2 + \frac{168 u_3}{l^3}\Sigma Q u - \frac{265}{l}\Sigma Q - \frac{209}{2}\mu\right)$$
$$+ z\left(\frac{56}{l^3}\Sigma Q u^2 + \frac{168 u_3}{l^3}\Sigma Q u^3 - \frac{265}{l}\Sigma Q u - \frac{265 u_3}{l}\Sigma Q + 209\,\Sigma Q - 209\, u_3 \mu + \frac{165}{2}\mu l\right)$$
$$+ u_3\left[\frac{56}{l^3}\Sigma Q u^3 + \frac{265}{l}\Sigma Q + 209\,\Sigma Q + 209(Q + Q_1 + Q_2) + \frac{165}{2}\mu l\right] - \frac{209}{2}u_3^2\mu - 209(Q_1 u_1 + Q_2 u_2)\Big\}.$$

Das Gewicht jeder der beiden, einen Träger bildenden Tragwände beträgt 27731 Zollpfund, die Länge eines Tragfeldes $l = 462$ engl. Zoll. Das Gewicht sämmtlicher Querverbindungen, Schwellen, Schienen und Schienenbefestigungen wurde zu 46600 Pfund bestimmt. Bei 2835″ ganzer Trägerlänge ergiebt sich daher das Eigengewicht zu 36 Zollpfund pro Längenzoll.

Führt man nun die Zahlenwerthe ein, so findet man, daß für $z = -29{,}8$ Zoll das Biegungsmoment ein Maximum wird. Da aber bei einer solchen Stellung der beiden Fahrzeuge die Hinterare des Tenders gar nicht mit auf den Träger zu stehen kommt, so war die Rechnung für die übrigen Belastungen allein zu wiederholen. Man erhielt das Biegungsmoment

$$M = -\frac{1}{209}\Big\{0{,}042576\, z^4 + 42{,}4035\, z^3 - 29334{,}2\, z^2 - 882396{,}7\, z + 1197246244\Big\},$$

welches für $z = -0{,}0315\,.\,.\,l = -14{,}75$ Zoll ein Maximum wird, und zwar

$$M = -26{,}8035\,.\,.\,l^2.$$

Verfährt man in ähnlicher Weise bei Bestimmung der übrigen Biegungsmomente, so finden sich:

für $z = 0{,}02733\,.\,.\,l = 12{,}81$ Zoll
$M_1 = 17{,}3284\,.\,.\,l^2$,

für $z = 0{,}99226\,.\,.\,l = 485{,}43$ Zoll
$M_2 = 12{,}6091\,.\,.\,l^2$,

für $z = 0{,}98117\,.\,.\,l = 453{,}30$ Zoll
$M_3 = -17{,}6729\,.\,.\,l^2$,

für $z = 1{,}03142\,.\,.\,l = 476{,}52$ Zoll
$M_4 = 14{,}0451\,.\,.\,l^2$,

für $z = 1{,}99186\,.\,.\,l = 920{,}24$ Zoll
$M_5 = 12{,}1328\,.\,.\,l^2$,

für $z = 1{,}97771\,.\,.\,l = 913{,}70$ Zoll
$M_6 = -10{,}8252\,.\,.\,l^2$.

Beim Fortrücken der Belastung über die Mitte des Trägers hinaus ergeben sich nahezu dieselben Biegungsmomente in umgekehrter Ordnung.

Bei Bestimmung der Durchbiegungen unter der angenommenen Belastung darf man sich zur Vereinfachung der Rechnung die Annahme einer gleichmäßig über das betreffende Tragfeld vertheilten Last gestatten, welche dieselben Biegungsmomente ergiebt, wie die Belastung mittelst Locomotive und Tender unter Zurechnung des eigenen Gewichtes des Trägers.

Einer gleichmäßig über ein Tragfeld verbreiteten und nach und nach von Tragfeld zu Tragfeld fortrückenden Last ql entsprechen die Biegungsmomente:

$$M = -\frac{1}{2}\left(\frac{181}{418}\right)^2 q l^2,$$
$$M_1 = \frac{56}{836} q l^2,$$
$$M_2 = \frac{41}{836} q l^2,$$
$$M_3 = -\frac{1}{2}\left[\left(\frac{625}{418}\right)^2 - \frac{837}{418}\right] q l^2,$$
$$M_4 = \frac{45}{836} q l^2,$$
$$M_5 = \frac{44}{836} q l^2,$$
$$M_6 = -\frac{1}{2}\cdot\frac{121}{836} q l^2.$$

Setzt man die Biegungsmomente für die Belastung mit Locomotive und Tender und für die gleichmäßig vertheilte Last ql einander gleich, so erhält man

$ql = 132086$
119514
118783
120548

$$ql = 106502$$
$$69108,$$

sodaß die Belastung des ersten, zweiten und dritten Tragfeldes durch die gleichmäßig vertheilten Lasten 132086, 120548 und 106502 Zollpfund ersetzt werden kann.

Bei Messung der Durchbiegungen eines Trägers unter einer darüber aufgefahrenen Last werden jedoch nicht die wirklichen Durchbiegungen gemessen, sondern nur die Theile derselben, um welche sich die Durchbiegungen unter der eigenen Last durch die zum Zwecke der Prüfung aufgefahrene Last vergrößern. Sollen daher die gemessenen Durchbiegungen mit den berechneten verglichen werden, so müssen um das eigene Gewicht des Trägers verminderte Belastungen in Rechnung gebracht werden, nämlich $q = 249,90$ bei Belastung des ersten, $q = 224,93$ bei Belastung des zweiten und $q = 194,53$ bei Belastung des dritten Tragfeldes.

Man findet nun für diese Durchbiegungen folgende Gleichungen:

A. bei Belastung des ersten Tragfeldes.

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{209\,x^4 - 362\,lx^3 + 153\,l^3x\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{-71\,lx^3 + 381\,l^2x^2 - 646\,l^3x + 336\,l^4\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{19\,lx^3 - 159\,l^2x^2 + 434\,l^3x - 384\,l^4\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{-5\,lx^3 + 57\,l^2x^2 - 214\,l^3x + 264\,l^4\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{lx^3 - 15\,l^2x^2 + 74\,l^3x - 120\,l^4\right\}.$$

B. Bei Belastung des zweiten Tragfeldes.

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{41\,lx^3 - 41\,l^3x\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{209\,x^4 - 1250\,lx^3 + 2619\,l^2x^2 - 2242\,l^3x + 664\,l^4\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{-57\,lx^3 + 477\,l^2x^2 - 1392\,l^3x + 1152\,l^4\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{15\,lx^3 - 171\,l^2x^2 + 642\,l^3x - 792\,l^4\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{-3\,lx^3 + 45\,l^2x^2 - 222\,l^3x + 360\,l^4\right\}.$$

C. Bei Belastung des dritten Tragfeldes.

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{-11\,lx^3 + 11\,l^3x\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{55\,lx^3 - 198\,l^2x^2 + 209\,l^3x - 66\,l^4\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{209\,x^4 - 2090\,lx^3 + 7656\,l^2x^2 - 12155\,l^3x + 7062\,l^4\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WE}\left\{-55\,lx^3 + 627\,l^2x^2 - 2354\,l^3x + 2904\,l^4\right\},$$

$$y = \frac{q}{5016\,WF}\left\{11\,lx^3 - 165\,l^2x^2 + 814\,l^3x - 1320\,l^4\right\}.$$

Das Trägheitsmoment des Querschnittes einer Tragwand wurde

für die Blechwand	2094,969
für die oberen und unteren Gurteisen	2887,098
für die Winkeleisen	4494,276
zusammen	9476,334

gefunden, wovon für die Nietlöcher 636,334 in Abzug zu bringen war, sodaß sich für den Träger $W = 17680$ ergab.

Unter Anwendung des Elasticitätsmoduls $E = 26000000$ für englisches Maaß und Zollgewicht finden sich daher folgende Durchbiegungen und Ueberhöhungen:

A. Bei Belastung des ersten Tragfeldes.

für $x = 0,4698\,.\,.\,l$	im 1. Tragfelde	+ 0,2107	Zoll,
1,3805 . . l	„ 2. „ „	— 0,0809	„
2,3807 . . l	„ 3. „ „	+ 0,0209	„
3,3837 . . l	„ 4. „ „	— 0,0057	„
4,4226 . . l	„ 5. „ „	+ 0,0018	„

B. Bei Belastung des zweiten Tragfeldes.

für $x = 0,5773\,.\,.\,l$	im 1. Tragfelde	— 0,0672	Zoll,
1,4973 . . l	„ 2. „ „	+ 0,1414	„
2,3807 . . l	„ 3. „ „	— 0,0565	„
3,3837 . . l	„ 4. „ „	+ 0,0154	„
4,4226 . . l	„ 5. „ „	— 0,0049	„

C. Bei Belastung des dritten Tragfeldes

für $x = 0,5773\,.\,.\,l$	im 1. Tragfelde	+ 0,0156	Zoll,
1,6163 . . l	„ 2. „ „	— 0,0488	„
2,5 l	„ 3. „ „	+ 0,1191	„
3,3837 . . l	„ 4. „ „	— 0,0488	„
4,4226 . . l	„ 5. „ „	+ 0,0156	„

Bei der Prüfung der Brücke wurden folgende Durchbiegungen und Ausbiegungen gefunden, welchen die correspondirenden Rechnungsergebnisse gegenüber gestellt worden sind.

	Messungen am ersten Tragfelde	Rechnungsresultate.
bei Belastung des 1. Tragfeldes	+ 0,198″	+ 0,211″
„ „ „ 2. „ „	— 0,040″	— 0,067″
„ „ „ 3. „ „	+ 0,007″	+ 0,016″
„ „ „ 4. „ „	— 0,003″	— 0,004′.

	Messungen am zweiten Tragfelde	Rechnungsresultate
bei Belastung des 1. Tragfeldes	— 0,060″	— 0,081″
„ „ „ 2. „ „	+ 0,160″	+ 0,141″
„ „ „ 3. „ „	— 0,037″	— 0,056″
„ „ „ 4. „ „	+ 0,005″	+ 0,015″.

Die gemessenen und berechneten Durchbiegungen in den belasteten Tragfeldern stimmen so gut überein, als nur erwartet werden konnte. Dagegen erscheinen die Durchbiegungen und Ueberhöhungen in den nicht belasteteten Tragfeldern in der Wirklichkeit erheblich geringer, als die durch Rechnung gefundenen. Dies findet seine Erklärung dadurch, daß der Träger auf den Mittelpfeilern in je zwei Schuhen liegt, anstatt, wie in der Rechnung vorausgesetzt wurde, auf jedem Pfeiler nur in einem Punkte aufzuliegen.

Die Biegungscurve hat Wendepunkte

A. Bei Belastung des ersten Tragfeldes

für x = 0,8660 . . l im 1. Tragfelde,
1,8317 . . l „ 2. „ „
2,7895 . . l „ 3. „ „
3,81 „ 4. „ „
———— „ 5. „ „

B. bei Belastung des zweiten Tragfeldes

———— im 1. Tragfelde,
für x = {1,1117 . . l, 1,8788 . . l} „ 2. „ „
2,7895 . . l „ 3. „ „
3,81 „ 4. „ „
———— „ 5. „ „

C. bei Belastung des dritten Tragfeldes

———— im 1. Tragfelde,
für x = 1,21 „ 2. „ „
{2,1196 . . l, 2,8304 . . l} „ 3. „ „
3,81 „ 4. „ „
———— „ 5. „ „

Fig. 28, 29, 30 stellen die Biegungscurven mit 1000fachen Ordinaten dar, wie sie sich für Belastung des ersten, zweiten und dritten Tragfeldes ergeben, und veranschaulichen die wellenförmigen Bewegungen, welche die Durchbiegungen und Ueberhöhungen beim Ueberfahren des Trägers mit einer Last in jedem Tragfelde hervorrufen.

Die bei der Prüfung der Brücke angewendete Belastung war kleiner, als die, welche möglicherweise vorkommen kann, wenn der Träger mit einem Zuge Locomotiven befahren würde. Nimmt man daher als die größte Belastung die Besetzung der Brücke mit Tenderlocomotiven an, welche jede 700 Zollcentner Gewicht und 26 engl. Fuß Abstand zwischen den Puffern haben, so ist unter Hinzurechnung des Eigengewichtes des Trägers eine Belastung über die ganze Brücke von 260,327 Zollpfund pro Längenzoll in Rechnung zu bringen.

Für diese Belastung finden sich die größten Biegungsmomente

$$M = -20{,}2080\,.\,.\,l^2,$$
$$M_1 = M_2 = 27{,}4028\,.\,.\,l^2,$$
$$M_3 = -8{,}6533\,.\,.\,l^2,$$
$$M_4 = M_5 = 20{,}5521\,.\,.\,l^2,$$
$$M_6 = -11{,}9887\,.\,.\,l^2.$$

Während bei der Belastung mit Locomotive und Tender das größte Biegungsmoment für einen Punkt zwischen den ersten beiden Stützpunkten sich $-26{,}8035\,.\,.\,l^2$ ergab, findet für die neue Belastungsweise das größte Biegungsmoment $27{,}4028\,.\,.\,l^2$ für den zweiten Stützpunkt statt.

Wird der Tragmodul, welcher die Grenze der Elasticität bezeichnet, zu 18000 Pfund angenommen, so erhält man bei der Höhe des Trägers von 43,0278 Zoll den Sicherheitsgrad gegen Erreichung der Elasticitätsgrenze

$$\frac{17680\,.\,18000}{27{,}4028\,.\,21{,}5139\,.\,462^2} = 2{,}529\,.\,.$$

und wenn die Bruchfestigkeit das Dreifache des Tragmoduls beträgt, eine 7,587 . . fache Sicherheit gegen Bruch.

Ein einfacher Träger von der Länge l und von gleichem Materiale und Querschnitte mit dem über die Pfeiler fortlaufenden würde, jenachdem er mit der zuerst angenommenen Belastung von Locomotive und Tender, oder mit der nachher angenommenen gleichmäßigen Belastung von 260,327 Pfund pro Zoll beschwert ist, die Biegungsmomente $-31{,}6540\,.\,.\,l^2$ und $-32{,}5409\,.\,.\,l^2$ ergeben. Betragen daher die Biegungsmomente bei dem continuirlichen Träger unter denselben Belastungsverhältnissen nur $-26{,}8035\,.\,.\,l^2$ und $27{,}4028\,.\,.\,l^2$, so folgt, daß durch die Verbindung der einzelnen Tragfelder zu einem fortlaufenden Träger ein um 18 Procent größeres Tragvermögen erzielt worden ist, als wenn jede Oeffnung einzeln mit einem einfachen Träger von gleichem Querschnitte überlegt worden wäre.

Endlich mag noch untersucht werden, ob und wie der continuirliche Träger durch Erhöhung oder Versenkung einzelner Stützpunkte hätte verstärkt werden können.

Wird dabei von der größten gleichmäßig vertheilten Last von 260,327 Pfund pro Längenzoll ausgegangen, welche der Bezeichnung μ entspricht, so ergeben sich folgende Biegungsmomente:

$$M = -\frac{1}{2}\,\frac{\left[165\,\mu l^4 + 11\,.\,12\,WE\,(11\,a_1 - 6\,a_2)\right]^2}{418^2\,\mu l^6},$$

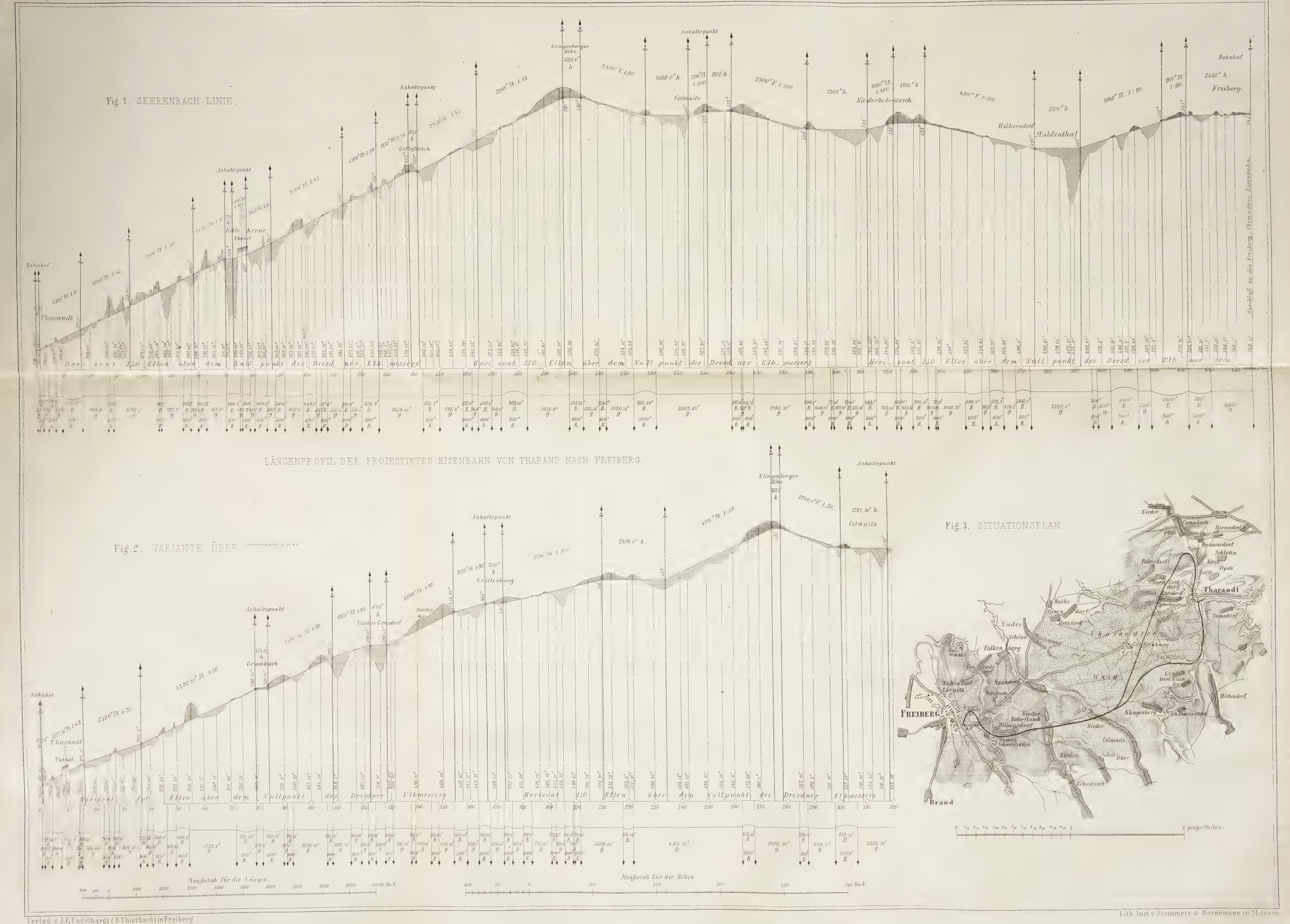
$$M_1 = M_2 = \frac{44\,\mu l^4 - 11\,.\,12\,WE\,(11\,a_1 - 6\,a_2)}{418\,l^2},$$

2862.83
g.

Dr. E.

0 1/12 2/12 3/12 4/12 5/12 6/12 7/12 8/12 9/12 10/12 11/12 1 2 geogr. Meilen.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag v. J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

$$M_3 = -\frac{1}{2}\frac{\left[638\,\mu l^4 - 11\,.\,12\,WE\,(17\,a_1 - 11\,a_2)\right]^2}{418^2\,\mu l^6} + \frac{473\,\mu l^4 - 11\,.\,12\,WE\,(28\,a_1 - 17\,a_2)}{418\,l^2},$$

$$M_4 = M_5 = \frac{33\,\mu l^4 + 11\,.\,12\,WE\,(6\,a_1 - 5\,a_2)}{418\,l^2},$$

$$M_6 = -\frac{1}{4}\frac{\left[77\,\mu l^4 + 2\,.\,11\,.\,12\,WE(6\,a_1 - 5\,a_2)\right]}{418\,l^2}.$$

Erschienen nun bei gleicher Höhe aller Stützpunkte die Biegungsmomente M, $M_1 = M_2$ und $M_4 = M_5$ als die größten im Träger, und wählt man jetzt die Höhe der Stützpunkte so, daß diese Momente einander gleich werden, so erhält man die Bedingungsgleichungen

$$11\,.\,12\,WE\,(11\,a_1 - 6\,a_2) = 8{,}1412\,.\,.\,\mu l^4$$

$$11\,.\,12\,WE\,(17\,a_1 - 11\,a_2) = 11\,\mu l^4$$

und hieraus

$$a_1 = \frac{1{,}2396\,.\,.\,\mu l^4}{11\,.\,12\,WE} = 0{,}2423 \text{ Zoll},$$

$$a_2 = \frac{0{,}9158\,.\,.\,\mu l^4}{11\,.\,12\,WE} = 0{,}1710 \text{ Zoll}.$$

Man hätte demnach den zweiten und fünften Stützpunkt um 0,2423 Zoll und den dritten und vierten Stützpunkt um 0,1710.. Zoll unter die Horizontale durch den Anfangs- und Endpunkt zu legen gehabt, um die Biegungsmomente

$$M = -22{,}3358\,.\,.\,l^2,$$
$$M_1 = M_2 = 22{,}3358\,.\,.\,l^2,$$
$$M_3 = -13{,}6335\,.\,.\,l^2,$$
$$M_4 = M_5 = 22{,}3358\,.\,.\,l^2,$$
$$M_6 = -10{,}0884\,.\,.\,l^2$$

zu erhalten.

Das größte Biegungsmoment, welches bei gleicher Höhe der Stützpunkte $-27{,}4028\,.\,.\,l^2$ erhalten wurde, wäre durch jene Versenkung der vier inneren Stützpunkte auf $\mp 22{,}3358\,.\,.\,l^2$ reducirt, das Tragvermögen daher in dem Verhältnisse $\frac{27{,}4028}{22{,}3358}$ größer geworden.

Kehrt man aber zur Belastung mit den bei der Prüfung angewendeten Fahrzeugen zurück und untersucht, welchen Einfluß die Versenkung der inneren Stützpunkte bei dieser Belastungsweise auf das Tragvermögen gehabt haben würde, so findet man, daß dann beim Ueberfahren des ersten Tragfeldes mit Locomotive und Tender das Biegungsmoment sich auf $-29{,}2687\,.\,.\,l^2$ erhöht und das Tragvermögen in dem Verhältnisse $\frac{26{,}8035}{29{,}2687}$ abgenommen hätte. Selbst die gleichmäßig vertheilte Belastung mit Tenderlocomotiven würde, nur erst bis zum zweiten Stützpunkte vorgerückt, ein größeres Biegungsmoment und zwar $-26{,}0309\,.\,.\,l^2$ ergeben, als bei der Verbreitung derselben über die ganze Brückenlänge, obschon im letzten Falle die Gesammtbelastung 3,2.. mal so groß ist, als im ersteren.

Es wird daher unter den vorausgesetzten Bedingungen durch Erhöhung oder Vertiefung einzelner Stützpunkte im vorliegenden Falle nichts an Tragvermögeu gewonnen.

Uebrigens zeigt der Einfluß, welchen, wie dargethan wurde, die äußerst geringen Abweichungen der inneren Stützpunkte um 0,2423 und 0,1710 Zoll von der Horizontalen durch die Endpunkte auf das Tragvermögen ausüben, daß auf die richtige Höhenlage der Stützpunkte sehr viel ankommt und ganz geringe Fehler genügen, die Festigkeitsverhältnisse des Trägers in hohem Grade zu alteriren. Es können daher die Praktiker nicht Sorgfalt genug darauf verwenden, daß die Stützpunkte eines continuirlichen Trägers, welcher für gleiche Höhe der Stützpunkte berechnet ist, auch aufs Vollkommenste in einer und derselben Horizontalebene liegen.

A. H.

Projection einer Eisenbahnlinie zwischen Tharandt und Freiberg nebst Variante.

Mitgetheilt von

Prof. Dr. August Junge.

(Hierzu Tafel 10—11 und Figur 8 bis 13 auf Tafel 12.)

Zu derselben Zeit, als im Jahre 1835 die Verbindung der Stadt Chemnitz mit Dresden und Leipzig mittelst eines Schienenweges in Frage kam, finden wir auch die ersten Bestrebungen nach Erlangung einer über Freiberg führenden Eisenbahn. Obgleich nun damals aus dem lange und lebhaft geführten Kampfe der Meinungen der Trakt über Riesa als Sieger hervorging, so mußte doch bald erkannt werden, daß die Eisenbahn von Chemnitz nach Riesa den Bau einer anderen Linie von Dresden über Freiberg nach Chemnitz keineswegs ausschließt, sondern daß derselbe vielmehr schon im Interesse des Freiberger Bergbaues, der immer mehr an Bedeutung gewinnt und in einer raschen Entwickelung begriffen ist, als eine dringende Nothwendigkeit erscheint. In Folge dessen fand sich die hohe Staatsregierung be-

wogen, noch vor der Vollendung der Chemnitz-Riesaer Eisenbahn den Oberingenieur Krausch mit den Vorarbeiten zur Projection einer Bahnlinie von Dresden über Tharandt und Freiberg nach Chemnitz zu beauftragen. Diese Vorarbeiten wurden auch in den Jahren 1847 und 1848 ausgeführt und im Jahre 1849 in einer besonderen Broschüre veröffentlicht. Von dem ganzen Trakte ist indessen bis jetzt nur die Strecke von Dresden bis Tharandt zur Ausführung gekommen und im Jahre 1854 dem Betriebe unter dem Namen „Albertsbahn" übergeben worden.

Die von Krausch projectirte Eisenbahnlinie zwischen Tharandt, Freiberg und Chemnitz führt von Tharandt aus über folgende Ortschaften: Großopitz, Braunsdorf, Grumbach, Herzogswalde, Mohorn, Dittmannsdorf, Krummenhennersdorf, Rothenfurth, Loßnitz, Lößnitz, Freiberg, Lößnitz, Loßnitz, Kleinwaltersdorf, Langenhennersdorf, Riechberg, Mobendorf, Cunnersdorf, Hainichen, Berthelsdorf, Dittersdorf, Frankenberg, Gunnersdorf, Oertelsdorf, Lichtenau, Ebersdorf, Glösa, Furth, Chemnitz.

Da der von Krausch zwischen Tharandt und Freiberg projectirte Trakt einen bedeutenden Umweg macht und dabei dem oberen Erzgebirge ziemlich fern bleibt, ohne jedoch die schwierigen Steigungsverhältnisse von Tharandt aus vollständig zu umgehen, so ließ der Revierausschuß zu Freiberg auf seine Kosten die Projection einer neuen Linie vornehmen, welche zwar noch größere Steigungen darbietet, dafür aber Tharandt und Freiberg in der directesten Weise mit einander verbindet und in das Obergebirge so weit als möglich eingreift. Die Projection dieser neuen Linie wurde dem Herrn Ingenieur Hanitzsch übertragen und von demselben in den Jahren 1854 und 1855 ausgeführt. Mit gütiger Erlaubniß des obengenannten Revierausschusses sollen in dem Nachfolgenden die dabei gewonnenen Resultate den Hauptzügen nach mitgetheilt werden.

Die erste Abtheilung beschäftigt sich mit demjenigen Trakte, welcher dem Vernehmen nach in der nächsten Zeit zur Ausführung kommen soll, und welchen wir die Seerenbachlinie nennen wollen. Die zweite Abtheilung dagegen giebt eine Variante über Grumbach, welche ebenfalls in Vorschlag gekommen und untersucht worden ist. Auf Tafel 10—11 sind die Horizontal- und Verticalprojectionen beider Touren bildlich dargestellt. Es ist hierbei die Dresdener Elle, von der 13242 auf die Eisenbahnmeile gehen, als Maßeinheit benutzt worden. Die Höhen betragen das 24,5-fache der Längen und die Stationen sind von 100 zu 100 Ellen gezählt. Zwischen je zwei nach oben gerichteten Pfeilen hat die Bahn dasjenige Steigungs- oder Fallverhältniß, welches zwischen dieselben eingetragen ist. Die an der Bahnlinie an den Pfeilen stehenden Zahlen geben die Höhe des betreffenden Bahnpunktes über dem Nullpunkt des Dresdener Elbmessers an. Dagegen geben die unter der Bahnlinie an den Ordinaten stehenden Zahlen die Höhe des betreffenden Terrainpunktes über demselben Nullpunkt an. Hierbei ist zu beachten, daß in der Figur alle Höhen um 150 Ellen verkürzt worden sind. Einschnitte und Dämme sind durch verschiedene Schraffirung von einander unterschieden. Die abwärts gerichteten Pfeile scheiden Curven und gerade Linien von einander. Die zwischen diesen Pfeilen stehenden Zahlen beziehen sich auf die eingelegten geraden Linien oder Curven und auf die zu letzteren gehörigen Radien, je nachdem denselben ein g, ein B oder R beigesetzt ist. Alles Uebrige ist von selbst verständlich.

Erste Abtheilung.

Die Seerenbachlinie.

(Tafel 10—11, Figur 1 und 3.)

I. Horizontalprojection.

Die projectirte Tharandt-Freiberger Eisenbahnlinie durch das Seerenbachthal verfolgt vom Bahnhof der Albertsbahn bei Tharandt aus noch eine geraume Strecke das romantische Thal der wilden Weißeritz. Das enge felsige Thal macht sechs Ueberbrückungen des Flusses und in der Nähe der Grube „die edle Krone" einen Tunnel von 260 Dresdener Ellen Länge nöthig. Aus dem Weißeritzthale biegt die Linie rechts in das Seerenbachthal ein und verfolgt dasselbe theils auf den Fluren von Dorfhain, theils im Tharandter Walde bis auf die Klingenberger Höhe, wo sich die höchste Stelle der Bahn befindet. Im weiteren Verlaufe überschreitet die Linie das Thal von Niedercolmnitz in der Nähe des Gasthofes „zum Kuckuck", zieht sich sodann am Sohrabach hin und überschreitet die Bobritzsch an der Stelle, wo der Sohrabach in dieselbe einmündet. Nachdem sie hierauf eine kurze Strecke lang den Berghang von Niederbobritzsch verfolgt hat, durchläuft sie das Gehänge südlich von Hilbersdorf, überschreitet die Mulde zwischen der oberen Rathsmühle und der früheren Sensenhammermühle und wendet sich sodann nördlich, übergeht zuerst die neue Dresdener Straße bei der Grube „der Kirschbaum" und sodann die alte Dresdener Straße bei dem früheren Gasthofe „der Hemmschuh", zieht sich hierauf in einem langen Bogen um das zu Himmelfahrt gehörige Grubengebäude „Abraham" herum an „David Richtschacht" und „alte Elisabeth" vorüber und endet schließlich in einer 2460 Dresdener Ellen langen Horizontalen, von der die letzten 1600 Dresdener Ellen in gerader Linie liegen. Diese Horizontale liegt einerseits zwischen der Frauensteiner und der Dresdener Straße und andererseits zwischen den alten Schächten „Krieg und Frieden" und „Joseph" und bezeichnet die Stelle des projectirten Bahnhofes für Freiberg.

Die ganze Länge der Bahn beträgt von Tharandt bis Freiberg 45618,1 Dresdener Ellen oder 3,445 Eisenbahnmeilen à 13242 Dresdener Ellen. Von dieser Länge liegen
28716,38 Dr. Ellen in geraden Linien und
16901,72 = = = Curven.

Es verhält sich sonach die Länge der geraden Linien zur Länge der Curven wie 1 zu 0,55.

Unter den Curven befinden sich

4 Curven v. 500 Ellen Radius zus. mit 1931,60 Ellen Länge
8 = = 600 = = = = 4510,24 = =
1 Curve = 700 = = = = 594,57 = =
11 Curven = 800 = = = = 4927,88 = =
1 Curve = 900 = = = = 1400,00 = =
13 Curven = 1000 = = = = 3537,43 = =
Summe 16901,72 Ellen

Die projectirten geraden Linien und Curven sind in der nachfolgenden Tabelle übersichtlich zusammengestellt. Außerdem können dieselben aber auch leicht im untersten Theile von Figur 1 auf Tafel 10 bis 11 verfolgt werden.

Von Station zu Station	Gerade Linie	Bogen nach		Radius
		links	rechts	
0 — 0 + 51,3	51,3	—	—	—
0 + 51,3 — 2 + 24	—	—	172,7	800
2 + 24 — 4 + 15,6	191,6	—	—	—
4 + 15,6 — 7 + 12,2	—	296,6	—	500
7 + 12,2 — 9 + 34,3	222,1	—	—	—
9 + 34,3 — 16 + 70,8	—	736,5	—	600
16 + 70,8 — 26 + 70,7	999,9	—	—	—
26 + 70,7 — 28 + 41,2	—	—	170,5	1000
28 + 41,2 — 45 + 33,7	1692,5	—	—	—
45 + 33,7 — 46 + 23,9	—	90,2	—	1000
46 + 23,9 — 54 + 16,6	792,7	—	—	—
54 + 16,6 — 57 + 14,4	—	—	297,8	800
57 + 14,4 — 60 + 2,42	288,02	—	—	—
60 + 2,42 — 62 + 67,7	—	265,28	—	800
62 + 67,7 — 70 + 34,9	767,2	—	—	—
70 + 34,9 — 75 + 19,3	—	—	484,4	500
75 + 19,3 — 75 + 81,9	62,6	—	—	—
75 + 81,9 — 78 + 82,1	—	—	300,2	600
78 + 82,1 — 80 + 49,3	167,2	—	—	—
80 + 49,3 — 85 + 18,8	—	469,5	—	800
85 + 18,8 — 88 + 35,1	316,3	—	—	—
88 + 35,1 — 91 + 85,7	—	—	350,6	500
91 + 85,7 — 98 + 63,1	677,4	—	—	—
98 + 63,1 — 103 + 12,2	—	—	449,1	800
103 + 12,2 — 105 + 26,95	214,75	—	—	—
105 + 26,95 — 107 + 74,55	—	247,6	—	800
107 + 74,55 — 113 + 46,3	571,75	—	—	—
113 + 46,3 — 115 + 91,2	—	—	244,9	1000
115 + 91,2 — 120 + 61,5	470,3	—	—	—
Seitensumme	7485,62	2105,68	2470,2	
Uebertrag	7485,62	2105,68	2470,2	
120 + 61,5 — 126 + 96,3	—	634,8	—	800
126 + 96,3 — 143 + 55,7	1659,4	—	—	—
143 + 55,7 — 149 + 86,8	—	631,1	—	800
149 + 86,8 — 158 + 79,8	893,0	—	—	—
158 + 79,8 — 162 + 11,4	—	—	331,6	1000
162 + 11,4 — 164 + 53,3	241,9	—	—	—
164 + 53,3 — 169 + 54,2	—	500,9	—	600
169 + 54,2 — 173 + 2,6	348,4	—	—	—
173 + 2,6 — 182 + 92,2	—	—	989,6	600
182 + 92,2 — 199 + 8,1	1615,9	—	—	—
199 + 8,1 — 204 + 36,32	—	528,22	—	1000
204 + 36,32 — 210 + 31,9	595,58	—	—	—
210 + 31,9 — 212 + 86,1	—	—	254,2	1000
212 + 86,1 — 223 + 6,41	1020,31	—	—	—
223 + 6,41 — 231 + 59,0	—	—	852,59	1000
231 + 59,0 — 260 + 21,83	2862,83	—	—	—
260 + 21,83 — 264 + 9,29	—	—	387,46	1000
264 + 9,29 — 264 + 33,19	23,9	—	—	—
264 + 33,19 — 268 + 48,93	—	—	415,74	600
268 + 48,93 — 288 + 35,45	1986,52	—	—	—
288 + 35,45 — 291 + 32,15	—	—	296,7	1000
291 + 32,15 — 297 + 78,17	646,02	—	—	—
297 + 78,17 — 298 + 55,55	—	—	77,38	1000
298 + 55,55 — 304 + 57,36	601,81	—	—	—
304 + 57,36 — 305 + 21,35	—	63,99	—	1000
305 + 21,35 — 310 + 73,51	552,16	—	—	—
310 + 73,51 — 315 + 41,61	—	—	468,1	600
315 + 41,61 — 322 + 84,69	743,08	—	—	—
322 + 84,69 — 324 + 51,66	—	166,97	—	1000
324 + 51,66 — 328 + 94,42	442,76	—	—	—
328 + 94,42 — 334 + 88,99	—	594,57	—	700
334 + 88,99 — 337 + 36,75	247,76	—	—	—
337 + 36,75 — 338 + 9,47	—	72,72	—	1000
338 + 9,47 — 348 + 59,2	1049,73	—	—	—
348 + 59,2 — 354 + 56,1	—	596,9	—	600
354 + 56,1 — 357 + 57,6	301,5	—	—	—
357 + 57,6 — 362 + 59,9	—	—	502,3	600
362 + 59,9 — 367 + 38,1	478,2	—	—	—
367 + 38,1 — 372 + 98,1	—	—	560,0	800
372 + 98,1 — 396 + 18,1	2320,0	—	—	—
396 + 18,1 — 398 + 18,1	—	—	200,0	800
398 + 18,1 — 403 + 18,1	500,0	—	—	—
403 + 18,1 — 413 + 18,1	—	—	1000,0	800
413 + 18,1 — 418 + 18,1	500,0	—	—	—
418 + 18,1 — 432 + 18,1	—	1400,0	—	900
432 + 18,1 — 440 + 18,1	—	800,0	—	500
440 + 18,1 — 456 + 18,1	1600,0	—	—	—
	28716,38	8095,85	8805,87	
		16901,72		
Summe	45618,1 Dr. Ellen			

Für die Längen der geraden Linien, welche zwischen Curven von entgegengesetzter Richtung liegen, sind als Minimum 150 Dr. Ellen festgehalten worden.

Die Höhe, auf welcher die gegenwärtige Maschinenbaukunst steht, macht es möglich und die Erfahrung giebt bereits selbst in Deutschland vielfache Belege dafür, daß Curven von weniger als 500 Ellen Radius selbst bei bedeutenderen Ansteigungen ohne Gefahr befahren werden können. So werden z. B. auf der Semmeringbahn 27 Curven von 600 Wiener Fuß oder 336 Dr. Ellen Radius auf einer Länge von 21380 Wiener Fuß oder 11932,7 Dr. Ellen und auf der Würtembergischen Staatsbahn zwischen Ulm und Geißlingen Curven von 900 Würtembergischen Fuß oder 455 Dr. Ellen Radius auf einer Länge von 18000 Würtemb. Fuß oder 9150 Dr. Ellen bei einer perpetuirlichen Ansteigung von 1 : 45 fortwährend mit Erfolg befahren. Es mußte daher in der vorliegenden Bahnprojection als vollkommen gerechtfertigt erscheinen, Curven mit Radien von 500 Ellen einzulegen, da hierdurch namentlich in dem Weißeritzthale bedeutende Dämme und Einschnitte vermieden und mithin die Herstellungskosten des Bahnkörpers wesentlich niedriger veranschlagt werden konnten.

II. Verticalprojection.

Der Anfangspunkt der projectirten Tharandt-Freiberger Eisenbahnlinie liegt bei Tharandt 182 Dr. Ellen, ihr Endpunkt dagegen bei Freiberg 545 Dr. Ellen über dem Nullpunkt des Dresdener Elbmessers. Dies führt auf eine Niveaudifferenz beider Punkte von 363 Dr. Ellen. Da die Länge der Linie 45618,1 Dr. Ellen beträgt, so würde dies das günstige Steigungsverhältniß von 1 : 126 geben, wenn das Ansteigen gleichmäßig vertheilt werden könnte. Es zieht sich indessen von Süden nach Norden zwischen Tharandt und Freiberg ein hoher, nach Osten zu rasch abfallender Gebirgskamm hindurch, welcher die Wasserscheide zwischen der Elbe und der Mulde bildet. Selbst Krausch konnte diesen Gebirgskamm, obwohl er weit nach Norden hin ausbog, nicht ganz umgehen, und es ist dies überhaupt von Tharandt aus in keiner Weise völlig möglich, da der letztere Ort in einem zu tiefen Kessel liegt. Unter diesen Umständen mußte man sich mit der Aufsuchung des günstigsten Uebergangspunktes über diesen Gebirgskamm begnügen, und dieser wurde auf der Klingenberger Höhe gefunden. Dieser Uebergangspunkt, welcher zugleich der höchste Punkt der Bahn ist, liegt 580 Dr. Ellen über dem Nullpunkt des Dresdener Elbmessers, also 398 Dr. Ellen höher als der Bahnhof zu Tharandt, und ist von Tharandt 19727,1 Dr. Ellen entfernt. Man erhält also von Tharandt bis auf die Klingenberger Höhe ein durchschnittliches Steigungsverhältniß von 1 : 50.

Aber auch dieses Steigungsverhältniß konnte nicht durchgängig beibehalten werden, da wegen der Anhaltepunkte einzelne Horizontalen auszuhalten waren und da man bei Dämmen und Einschnitten ein gewisses Maß nicht überschreiten wollte. In Folge dessen stellte sich als Maximum der Ansteigung das Verhältniß 1 : 45 heraus. Dieses Ansteigen ist zwar bedeutend, aber immer noch nicht so groß wie z. B. auf der Bayerischen Staatseisenbahn bei Culmbach, wo dasselbe 1 : 40 beträgt. Die Klingenberger Höhe liegt blos 35 Dr. Ellen über dem projectirten Bahnhofe zu Freiberg. Es findet daher von hier aus ein sehr mäßiges Fall- und Steigungsverhältniß statt, welches sich nur an zwei Stellen bis auf 1 : 80 und an einer Stelle bis auf 1 : 90 steigert. Es mag hierbei noch bemerkt werden, daß, wie eine spätere Untersuchung ergeben hat, die Steigungsverhältnisse von 1 : 80 und 1 : 90, welche zwischen der Mulde und Freiberg eingelegt sind, durch eine geringe Erhöhung der Muldenbrücke und durch eine etwas größere Entwickelung der Linie leicht bis auf 1 : 100 herabgebracht werden können.

Es liegen überhaupt auf der ganzen Linie:

11579,1 Dr. Ellen	in Horizontalen		an 10	verschiednen Stellen
9135,0 " "	in Steigung	v. 1:45	an 5	" "
3264,0 " "	" "	" 1:48	" 1	Stelle
6100,0 " "	" "	" 1:50	" 4	verschiednen Stellen
3040,0 " "	" "	" 1:80	" 1	Stelle
900,0 " "	" "	" 1:90	" 1	"
2200,0 " "	" "	" 1:100	" 3	verschiednen Stellen
2400,0 " "	in Fall	" 1:80	" 1	Stelle
7000,0 " "	" "	" 1:100	" 2	verschiednen Stellen

Die Steigungsverhältnisse können auf Taf. 10—11, Fig. 1, verfolgt werden, und die nachfolgende Tabelle giebt dieselbe übersichtlich in der Ordnung, wie sie von Tharandt nach Freiberg hin aufeinander folgen.

Von Station zu Station	steigt Dr. Ellen	fällt Dr. Ellen	horizontal Dr. Ellen	Verhältniß	Endordinate Dr. Ellen
0 — 1 + 53,8	—	—	153,8	h	182
1 + 53,8 — 16 + 53,8	1500	—	—	1 : 50	212
16 + 53,8 — 34 + 53,8	1800	—	—	1 : 45	252
34 + 53,8 — 58 + 53,8	2400	—	—	1 : 50	300
58 + 53,8 — 70 + 23,8	1170	—	—	1 : 45	326
70 + 23,8 — 72 + 94,8	—	—	271,0	h	326
72 + 94,8 — 77 + 94,8	500	—	—	1 : 100	331
77 + 94,8 — 86 + 94,8	900	—	—	1 : 50	349
86 + 94,8 — 113 + 94,8	2700	—	—	1 : 45	409
113 + 94,8 — 126 + 94,8	1300	—	—	1 : 50	435
126 + 94,8 — 139 + 9,8	1215	—	—	1 : 45	462
139 + 9,8 — 142 + 13,1	—	—	303,3	h	462
142 + 13,1 — 164 + 63,1	2250	—	—	1 : 45	512
164 + 63,1 — 197 + 27,1	3264	—	—	1 : 48	580
197 + 27,1 — 204 + 13,1	—	—	686,0	h	580
204 + 13,1 — 228 + 13,1	—	2400	—	1 : 80	550
228 + 13,1 — 244 + 13,1	—	—	1600	h	550
244 + 13,1 — 251 + 13,1	700	—	—	1 : 100	557
251 + 13,1 — 260 + 13,1	—	—	900	h	557
260 + 13,1 — 289 + 13,1	—	2900	—	1 : 100	528
289 + 13,1 — 312 + 13,1	—	—	2300	h	528
312 + 13,1 — 322 + 13,1	1000	—	—	1 : 100	538
322 + 13,1 — 334 + 18,1	—	—	1205	h	538
334 + 18,1 — 375 + 18,1	—	4100	—	1 : 100	497
375 + 18,1 — 392 + 18,1	—	—	1700	h	497
392 + 18,1 — 422 + 58,1	3040	—	—	1 : 80	535
422 + 58,1 — 431 + 58,1	900	—	—	1 : 90	545
431 + 58,1 — 456 + 18,1	—	—	2460	h	545
	24639	9400	11579,1		

Summe 45618,1 Dr. Ellen.

III. Geognostische Bemerkungen.

Zunächst bei Tharandt in der Nähe des Schießhauses besteht das Terrain, welches die Bahnlinie berührt, aus Thonporphyr, welcher in sehr festen Wänden steht. Weiterhin sind die Gehänge des Weißeritzthales sowie des Seerenbachthales bis zur sogenannten Haidebrücke hinauf aus festem Gneis gebildet, auf welchem sich eine etwa 2 Ellen dicke Schicht von lockerem Steingerölle und etwas guter Boden, der aus dem abgefallenen Buchenlaub entstanden ist, befindet. Aus dem in den Einschnitten gewonnenen Gneis, der in sehr lagerhaften Stücken gebrochen werden kann, lassen sich sämmtliche im Weißeritzthale vorkommende Brückenbauten und Futtermauern ausführen, da die Massenvertheilung zeigte, daß die in dem Einschnitte auf der Klingenberger Höhe gewonnenen Massen selbst dann, wenn man auf das Schüttungsverhältniß, welches hier füglich zu 5/4 angenommen werden kann, nicht Rücksicht nimmt, bereits sehr weit zur Dammschüttung ausreichen. Es ist aber dessenungeachtet in dem Kostenanschlag für die Kunstbauten auf diesen günstigen Umstand nicht Rücksicht genommen worden. Dagegen ist aber in dem Kostenanschlag für den Unterbau angenommen worden, daß das Material, welches zur Herstellung des Packlagers des Steinbettes nöthig ist, in den Einschnitten gewonnen wird, sodaß für dasselbe nur die Transportlöhne in Ansatz zu bringen waren.

Im oberen Theile des Seerenbachthales und auf der Klingenberger Höhe befindet sich Thonporphyr. Ferner besteht das durchschnittene Terrain in den Fluren von Colmnitz und an der Sohrabach aus Gneis, bei Bobritzsch bis an die Hilbersdorfer Flurgrenze aus Granit und von hier aus bis nach Freiberg wieder aus Gneis.

IV. Expropriation.

Der Scheffel Land von 150 Quadratruthen oder 8626 Quadratellen ist in den Fluren von Tharandt und Freiberg zu 300 Thaler, in den Fluren von Niederbobritzsch und Hilbersdorf zu 250 Thaler, in den Fluren von Niedercolmnitz zu 240 Thaler, in den Fluren von Dorfhain und Klingenberg zu 200 Thaler gerechnet worden. Dagegen ist der Scheffel Waldboden mit 80 Thaler veranschlagt worden.

Außerdem ist noch darauf Rücksicht genommen, daß in Wäldern wegen des zu erwartenden Windbruches nicht blos auf die zum Bahnkörper nöthige Fläche, sondern auch noch zu beiden Seiten der Bahn für zwei Streifen von je 20 Ellen Breite Entschädigung zu gewähren ist. An Stellen jedoch, wo die Bahn in einen einseitigen Einschnitt zu liegen kommt, ist angenommen worden, daß nur für einen von diesen beiden Streifen eine Entschädigung zu leisten sei. Die von der Bahnlinie berührten Gebäude sind besonders veranschlagt worden. Es sind nun zur Expropriation folgende Summen nöthig:

a. Flächen zur Herstellung des Bahnkörpers

	Scheffel Land		Thlr.	Thlr.	Ngr.
1.	6,88	in Tharandter Flur	à 300	2064	—
2.	26,11	im Tharandter Wald	à 80	2088	24
3.	6,67	= Dorfhainer =	à 80	533	18
4.	4,71	in Dorfhainer Flur	à 200	942	—
5.	36,64	im Grillenburger Wald	à 80	2931	6
6.	18,75	in Klingenberger Flur	à 200	3750	—
7.	42,96	= Niedercolmnitzer Flur	à 240	10310	12
8.	44,81	= Niederbobritzscher =	à 250	11202	15
9.	19,5	= Hilbersdorfer Flur	à 250	4875	—
10.	60,5	= Freiberger =	à 300	18150	—
			Summe	56847	15

b. Flächen zu Ablagerungen, Abgrabungen, Wegverlegungen u. s. w.

			Thlr.	Ngr.
11.	3	Scheffel Waldboden im Weißeritz- u. Seerenbachthal zu Wegverlegungen à 80 Thlr.	240	—
12.	12,27	= Land in Colmnitzer Flur zu Ablagerungen à 240 Thlr.	2944	24
13.	1,1	= Land in Colmnitzer Flur zu Wegverleg. à 240 Thlr.	264	—
14.	2,5	= Land in Bobritzscher und Hilbersdorfer Flur zu Wegverlegungen à 240 Thlr.	600	—
15.	3,5	= Land in Freiberger Flur zu Wegverleg. à 300 Thlr.	1050	—
16.	17,62	= Waldboden zu beiden Seiten der Bahn auf die Breiten von 20 Ellen, wegen des Windbruchs zu entschädigen à 80 Thlr.	1409	18
		Summe	6508	12

c. Gebäude.

17.	4 Gebäude in Tharandt zusammen	6000 Thlr.	— Ngr.
18.	1 Haus in Colmnitz	800 =	— =
19.	2 Häuser in Bobritzsch à 1000 Thlr.	2000 =	— =
	Summe	8800 Thlr.	— Ngr.

Zusammenstellung.

a.	56847 Thlr.	15 Ngr.
b.	6508 =	12 =
c.	8800 =	— =
Summe	72155 Thlr.	27 Ngr.

V. Unterbau.

A. Erdarbeiten.

Nach Maßgabe des Terrains sind für die Erdarbeiten 8 Bauabschnitte angenommen worden, welche folgende Stationen umfassen:

Bauabschnitt	a	von Station	0	bis	Station	30
=	b	=	30	=	=	66
=	c	=	66	=	=	102
=	d	=	102	=	=	199
=	e	=	199	=	=	240
=	f	=	240	=	=	330
=	g	=	330	=	=	392
=	h	=	392	=	=	456

Das Planum der Bahn ist durchgehends für zwei Geleise eingerichtet und deshalb 14 Dr. Ellen Kronenbreite angenommen worden. Die Böschungen der Dämme und Einschnitte sind in Lehmboden $1\frac{1}{2}$ füßig. Bei hohen Dämmen und Einschnitten ist von der Planie aus in Höhenabständen von 6 zu 6 Ellen auf ein Banquet von 1 Elle Breite gerechnet worden. In den Einschnitten beträgt die Sohlenbreite bei 1 Elle tiefen Gräben 24 Dr. Ellen, davon kommen 14 Ellen auf die Planie, 2 Ellen auf die Sohlenbreite des linken und rechten Grabens, 6 Ellen auf die Böschungen der Gräben und 2 Ellen auf die beiderseitigen Banquets. Ein solcher Normaleinschnitt in Lehmboden ist in Figur 8, Tafel 12, im Querschnitt dargestellt. (In dieser und in den nachfolgenden Figuren 9 bis 13 sind die Dimensionen in Dr. Ellen eingeschrieben.) Die angestellten Bohrversuche haben ergeben, daß an vielen Stellen der Bahnlinie bei einer Tiefe von 4 bis 5 Ellen unter dem Terrain bereits festes Gestein beginnt. Es wurde daher sehr oft den Einschnitten die in Figur 9 im Querprofil dargestellte Form gegeben. Die Böschung ist von der Planie aus 1-füßig, 4 bis 5 Ellen unter dem Terrain befindet sich ein 2 Ellen breites Banquet und sodann folgt bis an die Oberfläche $1\frac{1}{2}$-füßige Böschung.

In dem festen Gneisgebirge, wie es an der Weißeritz und an dem Seerenbach vorkommt, erhielten die Einschnitte im Querprofil die in Figur 10 dargestellte Form. Neben der Planie befinden sich Gräben von 2 Ellen Breite und 1 Elle senkrechter Höhe, und die Böschung ist im Verhältniß wie 1 zu 12 genommen.

Im Weißeritz- und Seerenbachthale, wo in den Einschnitten zum größeren Theile festes Gestein gewonnen wird, hat man sich Steindämme in der Form von Figur 11, 12 und 13 ausgeführt gedacht. Die Kronenbreite beträgt bei denselben 17 Ellen. Der obere Theil des Steindammes, Figur 11, ist bis zu 10 Ellen abwärts im Querschnitt von Kreisbögen mit 25 Ellen Radius begrenzt und bis zu derselben Tiefe in Mörtel gemauert. Von hier aus bis zu dem Terrain befindet sich gut ausgeführte trockene Mauerung, welche oben 3 Ellen breit ist, im Inneren senkrecht steht und nach außen hin bis zum Terrain in der Richtung der Tangenten der Kreisbögen abfällt. Der innere Raum besteht aus gewöhnlicher Dammschüttung und aller 50 Ellen ist ein Verstärkungsschaft angenommen. Bei den Steindämmen, Fig. 12 und 13 ist die Construction für sich klar. Die Mauerung ist dieselbe wie bei Figur 11. Der Steindamm Figur 12 befindet sich am linken Ufer der Weißeritz und der von Figur 13 im sogenannten „breiten Grunde". Der letztere ist deswegen breiter angenommen worden, um in demselben die überschüssigen Massen, welche in dem darauf folgenden Einschnitt gewonnen werden, unterbringen zu können.

Die Gewinnungskosten pro Cubikelle sind

bei Lehm und lockerem Boden zu	4	Pf.
= mürbem Gneis und Thonporphyr zu	10	=
= festem Thonporphyr zu	16	=
= mürbem Granit zu	20	=
= festem Gneis zu	30	=
= festem Granit zu	40	=

gerechnet werden.

Für das Transportiren der Erd- und Felsenmassen sind folgende Sätze angenommen worden:

a. Mit dem Schubkarren.

1 Cubikelle auf 100 Ellen Entfernung zu transportiren	3	Pf.
1 = = = 200 = = =	4	=
1 = = = 300 = = =	5	=
1 = = = 400 = = =	6	=
1 = = = 500 = = =	7	=

b. Mit zweiräderigen Wippkarren.

1 Cubikelle auf 600 Ellen Entfernung zu transportiren	7,5	Pf.
1 = = = 700 = = =	8	=
1 = = = 800 = = =	8,5	=
1 = = = 900 = = =	9,5	=

c. Mit zweiräderigen Doppelkarren mit Pferden bespannt und auf Holzbahnen gehend.

1 Cubikelle auf 1000 Ellen Entfernung zu transportiren	10	Pf.
1 = = = 1100 = = =	10,4	Pf.

und für jede 100 Ellen weiteren Transport 0,4 Pfennig Zuschlag. Ferner ist für jede Elle Steigung 10 Ellen Weitertransport gerechnet. Diese Transportlöhne werden sich, da der Transport meistens mit günstigem Falle geschehen kann, durch die Anwendung von eigends dazu construirten sogenannten „Bergwerkshunden" mit Benutzung von Hilfsgeleisen von Flacheisen noch um Einiges ermäßigen. Es ist jedoch bei der Veranschlagung hierauf nicht Rücksicht genommen worden.

Die Kosten für die Erdarbeiten sind nun nach den vorstehenden Principien in den einzelnen Bauabschnitten in der nachfolgenden Höhe veranschlagt worden:

		Thlr.	Ngr.	Pf.
Bauabschnitt a	29043	Thlr.	7 Ngr.	3 Pf.
= = b	42813	=	17 =	2 =
= = c	94540	=	27 =	8 =
= = d	94426	=	28 =	7 =
= = e	57508	=	26 =	5 =
= = f	103816	=	21 =	8 =
= = g	55853	=	24 =	7 =
= = h	98810	=	— =	— =
Summe	576814	Thlr.	4 Ngr.	— Pf.

Rechnet man von dieser Summe 10 Procent für Anschaffung, Unterhaltung und Darleihung der Baugeräthschaften und sonstige Unkosten, so giebt dies 57681 Thlr. 12 Ngr. und die Kosten für die Erdarbeiten betragen demnach mit Hinzurechnung dieser letzteren Summe

634495 Thlr. 16 Ngr.

B. Kunstbauten.

Von den größeren Kunstbauten sind folgende hervor zu heben:

1. Eine Brücke über die Weißeritz bei Station 48 mit zwei Bogen von 25 Ellen Spannung, 82 Ellen Länge und 46 Ellen Höhe.
2. Eine Brücke über die Weißeritz in Curve bei Station 73 von 73 Ellen Länge und 50 Ellen Höhe mit einem Bogen von 30 Ellen Spannweite. Hierbei befindet sich zwischen den Stationen 70 und 72 eine Futtermauer von 200 Ellen Länge und 51 Ellen größter Höhe.
3. Ein Tunnel bei Station 75 von 260 Ellen Länge, 14 Ellen Weite und 11 Ellen Höhe mit 200 Quadratellen Querschnittfläche und einem nur 1 Elle starken Gewölbe von hartgebrannten Ziegeln. Das Widerlager dieses Gewölbes bildet der feste Felsen selbst.
4. Eine schiefe Brücke über die Weißeritz bei Station 83 von 30 Ellen Spannweite und 32 Ellen Höhe.
5. Eine schiefe Brücke über die Weißeritz bei Station 86 von 30 Ellen Spannweite im Halbkreis gewölbt und 34 Ellen Höhe, zugleich mit Unterführung des Weges.
6. Ein Viaduct in Niedercolmnitz bei Station 241. Derselbe ist mit Einschluß der auf der einen Seite daran stoßenden Futtermauer 175 Ellen lang und 34 Ellen hoch.

Er besteht aus 2 Bögen von 30 Ellen Spannweite, welche im Halbkreis gewölbt sind.

7. Ein Viäduct über die Bobritzsch bei Station 306. Derselbe ist ohne die daran stoßende Futtermauer 174 Ellen lang und 25 Ellen hoch. Er besteht aus drei Theilen, von denen der mittelste ein Korbbogen mit 48 Ellen Spannweite ist, der zugleich die Bobritzsch und die darüber führende Brücke überspannt. Von den andern beiden Theilen des Viaductes besteht jeder aus zwei Bogen mit 20 Ellen Spannung. Vor der Brücke befindet sich eine Futtermauer, welche links 231 Ellen und rechts 58 Ellen lang ist. Am Ende der Brücke befindet sich ebenfalls eine Futtermauer, welche rechts 167 Ellen und links 67 Ellen lang ist und die Höhe von 21 Ellen hat.

8. Eine Brücke über die Mulde bei Station 385 von 500 Ellen Länge und 91 Ellen Höhe mit zwei Etagen.

Bei der Veranschlagung der Kunstbauten sind für Material und Arbeitslohn folgende Preissätze festgehalten worden:

a. Im Weißeritz= und Seerenbachthale von Tharandt bis zu Station 110 bei Dorfhain.

1. Bruchsteinmauer,
   bei Schleußen pro Cubikelle . . . . . . 80 Pf.
   = Brücken = = = ... 90 =
2. Bruchsteingewölbe,
   bei Schleußen pro Cubikelle . . . . . 150 =
   = Brücken = = = ... 200 =
3. Ziegelmauer pro Cubikelle . . . . 280 =
4. Ziegelgewölbe pro Cubikelle . . . . 300 =
5. Bruchsteinmauerfläche zu bearbeiten,
   bei Schleußen pro Quadratelle . . . . 40 =
   = kleineren Brücken pro Quadratelle . 50 =
   = größeren = = = = . 60 =
6. Gewölbfläche zu bearbeiten
   bei Schleußen pro Quadratelle . . . . 50 =
   = kleineren Brücken pro Quadratelle . 60 =
   = größeren = = = = . 70 =
7. Tunnelwand zu bearbeiten pro Quadratelle . 50 =
8. Abdeckungsplatten 6 Zoll stark pro Quadratelle 250 =

b. Von Station 110 bei Dorfhain bis Freiberg.*)

1. Bruchsteinmauer,
   bei Schleußen pro Cubikelle . . . . . . 125 Pf.
   = kleineren Brücken pro Cubikelle . . 130 =
   = größeren = = = = . . 135 =
   = der Muldenbrücke
   Grundmauer pro Cubikelle . . . 137 Pf.
   Bearbeitete Bruchsteinmauer pr. Cbkelle. 142 =
2. Bruchsteingewölbe,
   bei Schleußen pro Cubikelle . . . . . 150 =
   = Brücken = = = ... 239 =
3. Werkstückenmauer je nach der Entfernung der Baustelle von den Steinbrüchen pro Cubikelle . . . . 880 bis 932 =
4. Werkstückengewölbe jenach der Entfernung der Baustelle von den Steinbrüchen pro Cubikelle . . . . 900 bis 942 =
5. Ziegelmauer pro Cubikelle . . . 300 = 330 =
6. Ziegelgewölbe = = = . . . 330 = 360 =
7. Bruchsteinmauerfläche zu bearbeiten und zu verfugen,
   bei Schleußen pro Quadratelle . . . . 40 =
   = kleineren Brücken pro Quadratelle . 50 =
   = der Muldenbrücke = = = . 76 =
8. Gewölbfläche zu bearbeiten und zu verfugen,
   bei Schleußen pro Quadratelle . . . . 50 =
   = Brücken = = = ... 60 =
9. Werkstückenmauer u. Ziegelmauer zu verfugen pro Quadratelle . . . . 30 =
10. Werkstückengewölbe zu verfugen pro Quadratelle . . . . 23 =
11. Ziegelgewölbe zu verfugen pr. Quadratelle 25 bis 35 =
12. Bruchsteinpflaster herzustellen pro Quadratelle 35 =
13. Abdeckungsplatten,
    6 Zoll stark pro Quadratelle . . . . 305 =
    8 = = = = = ... 350 =
    12 = = = = = ... 425 =
14. Wasserdichte Decke herzustellen pr. Quadratelle 60 =

Die Kostenberechnung für die Kunstbauten führt nun auf folgende Beträge:

1. Die Weißeritzbrücke bei Station 48 . . 24762 Thlr.
2. = = = = = 73 nebst Futtermauer . . . . 35933 =
3. Der Tunnel bei Station 75 . . . . 52000 =
4. Die Weißeritzbrücke bei Station 83 . 11190 =
5. = = = = = 86 . 14019 =
6. Der Viaduct in Niedercolmnitz bei Station 241 nebst Futtermauer . . . 32276 =
7. Der Viaduct über die Bobritzsch bei Station 306 nebst Futtermauer . . . 59056 =
8. Die Muldenbrücke bei Station 385 . 329698 =
9. Die kleineren Kunstbauten, als kleinere Brücken, Wölbschleußen, Deckschleußen, Wegunterführungen, Futtermauern, Steindämme u. s. w. . . . . . 204143 =

Summe 763077 Thlr.

*) Im Weißeritz= und Seerenbachthale konnten um deswillen niedrigere Preissätze angenommen werden, weil bei der Selbstgewinnung des Steinmaterials in den Einschnitten nur der Transport zu berechnen war.

VI. Oberbau.

Der Oberbau ist nur auf ein Geleis berechnet. In den Anhaltepunkten bei der „edlen Krone" an der Weißeritz unweit Höckendorf, am „großen Floßteich" in der Nähe von Grüllenburg und in Colmnitz ist noch ein Nebengeleis und im Bahnhofe zu Freiberg sind noch zwei Nebengeleise angenommen worden. Die Construction des Oberbaues stimmt mit derjenigen überein, welche bei der Sächsisch-Böhmischen Staatseisenbahn zur Ausführung gebracht worden ist. Das Steinbett ist durchgehends reichlich 4 Ellen breit und 12 Zoll tief und die Mitte desselben ist genau 3,5 Ellen von der Bahnaxe entfernt. Die Sohle des Steinbettes ist nach der Bahnkante zu wegen der Herstellung eines Wasserablaufes um 2 Zoll geneigt und aller 20 Ellen mit einem Sickercanal versehen. In dieses Steinbett ist ein 8 Zoll hohes Packlager von harten Steinen, die in den verschiedenen Felseneinschnitten hinreichend gewonnen werden, eingesetzt.

Von Tharandt aus bis zu Station 166 bei Dorfhain wird in den Einschnitten lauter hartes Gestein gefunden, welches auch zur Dammschüttung benutzt werden muß. Es ist daher auf dieser Strecke nicht nöthig, ein besonderes Steinbett auszuheben, sondern es können vielmehr hier die Schwellen sofort auf das in der ganzen Breite der Bahn eingesetzte Steinlager aufgelegt werden. Aus diesem Grunde sind die Strecken von Tharandt bis Station 166 und von hier bis Freiberg gesondert veranschlagt worden.

Die Querschwellen sind von Kiefernholz und haben eine Höhe von 8 Zoll und eine Breite von 10 Zoll. An den Stößen der Schienen sind jedoch Schwellen von 12 Zoll Breite aufgelegt. Die Räume zwischen den Schwellen sind mit dem im Steinbett gewonnenen Boden ausgefüllt.

Die verwendeten Schienen sind 18 englische Fuß oder 9,69 Dr. Ellen lang und es wiegt von denselben der laufende Fuß 20 Pfund Handelsgewicht. Auf jede Schiene kommen 7 Unterstützungsschwellen. An den Stößen sind die Schienen mit Unterlagsplatten und 4 Hakennägeln auf den Schwellen befestigt, während diese Befestigung auf den Mittelschwellen ebenfalls durch Unterlagsplatten und nur zwei Nägel bewerkstelligt ist. Die verbrauchten Nägel sind $7\frac{3}{10}$ Zoll sächsisch lang und $\frac{5}{8}$ Zoll sächsisch stark. Die Entfernung der Schwellen von Mittel zu Mittel beträgt 1,44 Ellen. Nur bei der Schwelle, welche derjenigen am Schienenstoß zunächst liegt, beträgt diese Entfernung blos 1,25 Ellen.

In der geraden Linie ist das Spurmaß genau 4 Fuß $8\frac{1}{2}$ Zoll englisch oder 61 Zoll sächsisch. In den Curven und in den Weichgeleisen ist dagegen, um der Maschine den nöthigen Spielraum zu geben, eine Erweiterung des Spurmaßes angenommen worden, und zwar in allen Weichen um 1 Zoll sächsisch, in Curven von

500	Ellen	Radius	um	1	Zoll sächsisch
600	=	=	=	$\frac{7}{8}$	= =
700	=	=	=	$\frac{6}{8}$	= =
800	=	=	=	$\frac{5}{8}$	= =
900	=	=	=	$\frac{9}{16}$	= =
1000	=	=	=	$\frac{1}{2}$	= =

Um in den Curven der Centrifugalkraft entgegen zu wirken, soll der äußere Strang gegen den inneren höher gelegt werden, und zwar bei Curven von

500	Ellen	Radius	um	1,5	Zoll sächsisch
550	=	=	=	1,3	= =
600	=	=	=	1,2	= =
700	=	=	=	1,1	= =
800	=	=	=	1,0	= =
900	=	=	=	0,83	= =
1000	=	=	=	0,76	= =

Die specielle Berechnung ergab, daß auf der Strecke von Tharandt bis Station 166 zur Herstellung des Steinbettes und des Schienengeleises für Material und Arbeitslöhne pro 1000 Ellen die Summe von 5151 Thlrn. nöthig ist. Zu der Länge dieser Strecke von 16600 Ellen kommen noch 300 Ellen Nebengeleis im Anhaltepunkte „edle Krone" und 300 Ellen Nebengeleis im Anhaltepunkte „großer Floßteich". Dies giebt eine Gesammtlänge von 17200 Ellen. Die Herstellungskosten für das Steinbett und Schienengeleis betragen demnach auf der genannten Strecke

$$5151 \times 17{,}2 = 88597 \text{ Thlr. } 6 \text{ Ngr.}$$

Auf der Strecke von Station 166 bis nach Freiberg erhöht sich dieselbe Summe pro 1000 Ellen, weil hier das Steinbett vollständig herzustellen ist, auf 5704 Thlr. Die einfache Länge dieser Strecke beträgt 29018,1 Ellen. Hierzu kommen im Anhaltepunkt Colmnitz 600 Ellen Nebengeleis, im Bahnhof zu Freiberg 2260 Ellen von zwei Nebengeleisen jedes zu 1130 Ellen und 500 Ellen Weichgeleise. Dies giebt eine Gesammtlänge von 32378,1 Ellen. Auf dieser Strecke betragen demnach die Herstellungskosten für das Steinbette und das Schienengeleis

$$5704 \,.\, 32{,}3781 = 184684 \text{ Thlr. } 20 \text{ Ngr. } 5 \text{ Pf.}$$

Außerdem ist noch auf der ganzen Strecke von Tharandt bis Freiberg, außerhalb der Bahnhöfe, zum Betrieb die Herstellung folgender Vorrichtungen nöthig:

	Thlr.	Ngr.	Pf.
1. 15 Wegübergänge im Niveau zusammen 151 Ellen lang, à 10 Thlr. durchschnittlich	1510	—	—
2. 28 Stück Gradientenzeiger à 4 Thlr.	112	—	—
3. 15 Warnungstafeln à $2\frac{1}{3}$ Thlr.	35	—	—
4. 32 Stück optische Telegraphen à 50 Thlr.	1600	—	—
Seitensumme	3257	—	—

	Thlr.	Ngr.	Pf.
Uebertrag	3257 Thlr.	— Ngr.	— Pf.
5. 80 Stück Markpfähle in den Bahnhöfen und Anhaltepunkten à 1⅓ Thlr.	106 =	20 =	— =
6. 3 Anhaltepunktstafeln à 4 Thlr.	12 =	— =	— =
7. 32 Grenzsäulen mit Controltafeln à 1½ Thlr.	48 =	— =	— =
8. 28 Niveausteine an den Gradientenzeigern à 12 Ngr.	11 =	6 =	— =
9. 3 Stück Meilensteine à 7 Thlr.	21 =	— =	— =
10. 3 Stück halbe Meilensteine à 4 Thlr.	12 =	— =	— =
11. 28 Stück $^1/_{10}$ Meilensteine à 2 Thlr.	56 =	— =	— =
12. 310 Stück $^1/_{100}$ Meilensteine à 1 Thlr.	310 =	— =	— =
13. 3,445 Meilen lang Telegraphendraht zu legen, incl. Material an Holz u. Metall à 450 Thlr.	1550 =	7 =	5 =
14. 4 elektromagnetische Apparate zum Telegraphiren à 150 Thlr.	600 =	— =	— =
Summe	5984 Thlr.	3 Ngr.	5 Pf.

Gesammtkosten zur Herstellung des Oberbaues:

	Thlr.	Ngr.	Pf.
1.	88597 Thlr.	6 Ngr.	— Pf.
2.	184684 =	20 =	5 =
3.	5984 =	3 =	5 =
	279266 Thlr.	— Ngr.	— Pf.

VII. Bahnhöfe, Anhaltepunkte und Bahnwärterhäuser.

Da man annehmen kann, daß man in Tharandt die Räumlichkeiten des bereits vorhandenen Bahnhofes der Albertsbahn auch der neuen Linie zur Mitbenutzung überlassen wird, so war hier blos ein einfaches Stationshaus zu veranschlagen. Auf der ganzen Linie von Tharandt bis Freiberg sind drei Anhaltepunkte projectirt worden, nämlich: 1. bei der „edlen Krone" an der Weißeritz in der Nähe von Höckendorf, 2. am „großen Floßteich" in der Nähe von Grüllenburg und Dorfhain und 3. in Colmnitz. Jeder von diesen drei Anhaltepunkten erhält ein einfaches Stationsgebäude mit Restauration, Billetausgabe und Beamtenwohnung. Der Bahnhof in Freiberg erhält ein Administrationsgebäude, ein Maschinenhaus, einen Güterschuppen, einen Wagenschuppen und einen Kohlenschuppen.

Hinsichtlich der Bahnwärterhäuser ist angenommen worden, daß wegen der scharfen Curven durchschnittlich aller 1400 Ellen ein Bahnwärterhaus nöthig wird, und es würden daher deren 32 in Ansatz zu bringen sein. Hierunter sind 23 kleinere mit 10 Ellen Länge und 8 Ellen Tiefe, welche eine Wohnstube, eine Kammer, eine Küche und außerdem noch im Dachraume eine Kammer erhalten, und 9 größere mit 12 Ellen Länge und 10 Ellen Tiefe, welche dieselben Räumlichkeiten, außerdem aber noch im unteren Geschoß eine Dienststube für den Oberbahnwärter und im Dachraume eine Kammer mehr enthalten.

Die vorgenannten Hochbauten sind in folgender Weise veranschlagt worden:

1. Das Stationsgebäude in Tharandt	2000 Thlr.
2. = = = bei der „edlen Krone"	1000 =
3. Das Stationsgebäude am „großen Floßteich"	1000 =
4. Das Stationsgebäude in Colmnitz	3000 =
5. Das Administrationsgebäude in Freiberg	20000 =
6. Das Maschinenhaus in Freiberg	10000 =
7. Der Güterschuppen = =	5000 =
8. Der Wagenschuppen = =	5000 =
9. Der Kohlenschuppen = =	5000 =
10. 9 größere Wärterhäuser à 750 Thlr.	6750 =
11. 23 kleinere Wärterhäuser à 600 Thlr.	13800 =
Summe	72550 Thlr.

VIII. Betriebseinrichtungen in den Bahnhöfen und Anhaltepunkten.

Die zum Betriebe nöthigen Einrichtungen in den Bahnhöfen und Anhaltepunkten veranlassen folgenden Kostenaufwand:

1. in Tharandt	600 Thlr.
2. bei der „edlen Krone"	500 =
3. am „großen Floßteich"	500 =
4. in Colmnitz	600 =
5. in Freiberg	
1 große Drehscheibe	2000 =
2 kleinere Drehscheiben à 500 Thlr.	1000 =
6 Weichvorrichtungen à 200 Thlr.	1200 =
1 Wasserstation	1500 =
2 Laderampen à 300 Thlr.	600 =
Summe	8500 Thlr.

IX. Betriebsmittel.

Zum Betriebe sind folgende Anschaffungen nöthig:

1. 4 Locomotiven v. schwerster Art à 16000 Thlr.	64000 Thlr.
2. 3 Tender à 2000 Thlr.	6000 =
3. 12 Personenwagen à 1600 Thlr.	19200 =
4. 4 Packwagen à 1400 Thlr.	5600 =
5. 150 Lowrys à 750 Thlr.	112500 =
Summe	207300 Thlr.

X. Bauleitung und Beaufsichtigung.

Unter der Voraussetzung, daß der Bau der ganzen Linie zwei volle Jahre dauert, macht die Bauleitung und Beaufsichtigung folgende Ausgaben nöthig:

1. für 8 interimistische Bauschreibereien à 300 Thlr.	2400 Thlr.
2. für 34 Stück hölzerne Wächterhäuser während des Baues à 40 Thlr. . . .	1360 ⸗
3. an Gehalten für das Ingenieurpersonal und die übrigen Aufsichtsbeamten auf zwei Jahre, incl. Hauptbureau . .	46240 ⸗
Summe	50000 Thlr.

XI. Zusammenstellung der Kosten.

1. Expropriation unter IV.	72155 Thlr.	27 Ngr.	— Pf.
2. Unterbau unter V. A. .	634495 ⸗	16 ⸗	— ⸗
3. Kunstbauten unter V. B.	763077 ⸗	— ⸗	— ⸗
4. Oberbau unter VI. . .	279266 ⸗	— ⸗	— ⸗
5. Hochbauten unter VII. .	72550 ⸗	— ⸗	— ⸗
6. Betriebseinrichtung in den Bahnhöfen und Anhaltepunkten unter VIII. .	8500 ⸗	— ⸗	— ⸗
7. Betriebsmittel unter IX.	207300 ⸗	— ⸗	— ⸗
8. Bauleitung und Beaufsichtigung unter X. .	50000 ⸗	— ⸗	— ⸗
Summe	2087344 Thlr.	13 Ngr.	— Pf.
Hierzu Verzinsung des vorstehenden Baucapitals von 2087344 Thalern 13 Ngr. zur Hälfte zu 5 Proc. auf 2 Baujahre	104367 ⸗	6 ⸗	6 ⸗
Summe	2191711 Thlr.	19 Ngr.	6 Pf.

dafür in runder Summe*):

2200000 Thaler.

Zweite Abtheilung.

Variante über Grumbach.

(Tafel 10—11, Figur 2 und 3.)

I. Horizontalprojection.

Zugleich mit der in dem Vorstehenden beschriebenen, durch das Weißeritz- und Seerenbachthal führenden Eisenbahnlinie wurde noch eine nördlicher liegende Variante bearbeitet, welche zwar eine größere Länge, dafür aber auch etwas günstigere Steigungen darbietet. Diese Variante geht mittelst eines circa 106 Ellen langen Tunnels unter der Ruine zu Tharandt hinweg und verfolgt in nahezu nördlicher Richtung die Schlobitzbach bis in die Fluren von Grumbach. Von hier aus wendet sich dieselbe in einem fast halbkreisförmigen Bogen wieder südlich, geht über das Thal von Vordergersdorf, über Hartha durch den Grüllenburger Staatswald und schließt sich vor Niedercolmnitz an die Seerenbachlinie an, sodaß Station 306 + 3,07 der Variante mit Station 231 + 59 vollständig übereinstimmt und von hier aus bis nach Freiberg beide Linien nicht mehr von einander verschieden sind.

Die ganze Länge dieser über Grumbach führenden Linie beträgt von Tharandt bis Freiberg 53062,17 Dr. Ellen oder 4,007 Eisenbahnmeilen. Davon liegen 35292,36 Dr. Ellen in geraden Linien und 17769,81 Dr. Ellen in Curven. Es verhält sich sonach die Länge der geraden Linien zur Länge der Curven wie 1 : 0,5.

Unter den Curven befinden sich

4	mit Radien zu	500 Ellen	zusammen mit	2196,55	Ellen Länge
7	⸗ ⸗ ⸗	600 ⸗	⸗ ⸗	3732,55	⸗ ⸗
2	⸗ ⸗ ⸗	700 ⸗	⸗ ⸗	857,65	⸗ ⸗
7	⸗ ⸗ ⸗	800 ⸗	⸗ ⸗	3136,71	⸗ ⸗
1	⸗ ⸗ ⸗	900 ⸗	⸗ ⸗	1400,00	⸗ ⸗
23	⸗ ⸗ ⸗	1000 ⸗	⸗ ⸗	6446,35	⸗ ⸗
			Summe	17769,81	Ellen

*) Das unter dem 4. Januar 1858 an die soeben in Dresden versammelten Stände erlassene Decret bezüglich der Tharandt-Freiberger Eisenbahn giebt folgenden Voranschlag, in welchem jedoch eine 16000 Fuß lange Zweigbahn nach den Halsbrückner Schmelzhütten mit inbegriffen ist:

1. für Vorarbeiten		8000 Thlr.
2. ⸗ die Hauptverwaltung		20000 ⸗
3. ⸗ Ingenieurarbeiten und Bauaufsicht		50000 ⸗
4. ⸗ Grunderwerb		90000 ⸗
5. ⸗ Erdarbeiten		790000 ⸗
6. ⸗ Kunstbauten		1000000 ⸗
7. ⸗ Hochbauten		220000 ⸗
8. ⸗ Oberbau		385000 ⸗
9. ⸗ Telegrapheneinrichtung		5200 ⸗
Seitensumme		2568200 Thlr.
Uebertrag		2568200 Thlr.
10. für Betriebsmittel		500000 ⸗
an 8 Locomotiven à 15000 Thlr.	120000 Thlr.	
⸗ 6 Tendern à 2500 Thlr. . . .	15000 ⸗	
⸗ 12 Personenwagen à 2000 Thlr.	24000 ⸗	
⸗ 30 bedeckten Güterwagen à 1200 Thlr.	36000 ⸗	
⸗ 400 offenen Güterwagen à 700 Thlr.	280000 ⸗	
⸗ Reservestücken	25000 ⸗	
	500000 Thlr.	
11. Insgemein		171800 ⸗
		3240000 Thlr.
Hierzu Zinsen zu 4 Proc. auf 3 Jahre		259200 ⸗
Summe		3499200 Thlr.

oder in runder Summe 3500000 Thlr.

D. Red.

Mit einer einzigen Ausnahme sind die geraden Linien zwischen Curven von entgegengesetzten Richtungen nie unter 150 Ellen. Diese Ausnahme befindet sich bei Station 13 + 45,2, wo die gerade Linie zwischen zwei Contrecurven nur 8,17 Ellen beträgt. Es erschien dies hier zulässig, da sich der Zug, wegen der Nähe des Bahnhofes, an der betreffenden Stelle, sowohl bei der Ankunft als auch bei der Abfahrt jedenfalls langsam bewegen wird, und es war dies durch den Umstand geboten, daß, wenn man der geraden Linie eine größere Länge hätte geben wollen, wenigstens zwei bis drei Häuser mehr von Tharandt berührt worden wären.

Die projectirten geraden Linien und Curven sind in der nachfolgenden Tabelle übersichtlich zusammengestellt, und können außerdem auch noch auf Taf. 10—11 in Fig. 2 verfolgt werden.

Von Station zu Station	Gerade Linie	Bogen nach		Radius
		links	rechts	
0 — 1 + 8,23	108,23	—	—	—
1 + 8,23 — 3 + 71,31	—	—	263,08	700
3 + 71,31 — 7 + 32,30	360,99	—	—	—
7 + 32,30 — 13 + 45,20	—	—	612,90	500
13 + 45,20 — 13 + 53,38	8,17	—	—	—
13 + 53,38 — 15 + 17,20	—	163,83	—	800
15 + 17,20 — 23 + 1,29	784,09	—	—	—
23 + 1,29 — 25 + 11,89	—	—	210,60	1000
25 + 11,89 — 26 + 75,01	163,12	—	—	—
26 + 75,01 — 28 + 52,45	—	177,44	—	1000
28 + 52,45 — 36 + 56,92	804,47	—	—	—
36 + 56,92 — 38 + 82,65	—	—	225,73	1000
38 + 82,65 — 40 + 68,24	185,59	—	—	—
40 + 68,24 — 46 + 36,98	—	568,74	—	800
46 + 36,98 — 49 + 45,46	308,48	—	—	—
49 + 45,46 — 54 + 45,21	—	—	499,75	1000
54 + 45,21 — 71 + 85,01	1739,80	—	—	—
71 + 85,01 — 79 + 17,00	—	731,99	—	600
79 + 17,00 — 81 + 95,76	278,76	—	—	—
81 + 95,76 — 89 + 64,40	—	768,64	—	600
89 + 64,40 — 90 + 85,60	121,20	—	—	—
90 + 85,60 — 93 + 29,95	—	244,35	—	1000
Seitensumme	4862,90	2654,99	1812,06	

Von Station zu Station	Gerade Linie	Bogen nach		Radius
		links	rechts	
Uebertrag	4862,90	2654,99	1812,06	
93 + 29,95 — 106 + 9,74	1279,79	—	—	—
106 + 9,74 — 108 + 5,22	—	195,48	—	1000
108 + 5,22 — 114 + 98,01	692,79	—	—	—
114 + 98,01 — 118 + 47,08	—	—	349,07	800
118 + 47,08 — 121 + 51,05	303,97	—	—	—
121 + 51,05 — 123 + 99,93	—	248,88	—	600
123 + 99,93 — 127 + 56,85	356,92	—	—	—
127 + 56,85 — 130 + 56,46	—	—	299,61	500
130 + 56,46 — 137 + 72,98	716,52	—	—	—
137 + 72,98 — 139 + 1,55	—	128,57	—	1000
139 + 1,55 — 145 + 39,91	638,36	—	—	—
145 + 39,91 — 147 + 75,53	—	—	235,62	1000
147 + 75,53 — 153 + 86,01	610,48	—	—	—
153 + 86,01 — 158 + 70,05	—	484,04	—	500
158 + 70,05 — 163 + 8,75	438,70	—	—	—
163 + 8,75 — 167 + 74,17	—	—	465,42	1000
167 + 74,17 — 172 + 82,21	508,04	—	—	—
172 + 82,21 — 175 + 82,41	—	—	300,20	1000
175 + 82,41 — 180 + 0,21	417,80	—	—	—
180 + 0,21 — 183 + 0,41	—	—	300,20	1000
183 + 0,41 — 190 + 70,42	770,01	—	—	—
190 + 70,42 — 192 + 44,37	—	—	173,95	1000
192 + 44,37 — 195 + 69,11	324,74	—	—	—
195 + 69,11 — 198 + 83,85	—	—	314,74	1000
198 + 83,85 — 199 + 33,90	50,05	—	—	—
199 + 33,90 — 201 + 81,73	—	—	247,83	1000
201 + 81,73 — 217 + 91,34	1609,61	—	—	—
217 + 91,34 — 221 + 65,42	—	374,08	—	1000
221 + 65,42 — 262 + 69,77	4104,35	—	—	—
262 + 69,77 — 267 + 4,35	—	—	434,58	1000
267 + 4,35 — 284 + 11,30	1706,95	—	—	—
284 + 11,30 — 287 + 6,37	—	—	295,07	800
287 + 6,37 — 297 + 50,48	1044,11	—	—	—
297 + 50,48 — 306 + 3,07	—	—	852,59	1000
306 + 3,07 bis Freiberg	14856,27	3695,15	3907,68	—
	35292,36	7781,19	9988,62	
		17769,81		

Summe 53062,17 Dr. Ellen Gesammtlänge.

II. Verticalprojection.

Die Steigungs- und Fallverhältnisse der Variante sind in der nachfolgenden Tabelle enthalten. Vgl. Taf. 10—11, Fig. 2.

Von Station zu Station	steigt Dr. Ellen	fällt Dr. Ellen	horizontal Dr. Ellen	Verhältniß	Endordinate Dr. Ellen
0 — 0 + 12,24	—	—	12,24	h	182,03
0 + 12,24 — 15 + 90,00	1577,76	—	—	1 : 48	214,90
15 + 90,00 — 36 + 90,00	2100,00	—	—	1 : 70	244,90
36 + 90,00 — 79 + 80,50	4290,50	—	—	1 : 50	330,71
79 + 80,50 — 84 + 55,32	—	—	474,82	h	330,71
84 + 55,32 — 108 + 57,17	2401,85	—	—	1 : 50	378,75
108 + 57,17 — 122 + 17,17	1360,00	—	—	1 : 65	399,67
122 + 17,17 — 128 + 57,17	—	—	640,00	h	399,67
128 + 57,17 — 154 + 57,17	2600,00	—	—	1 : 50	451,67
154 + 57,17 — 166 + 57,17	1200,00	—	—	1 : 90	465,00
166 + 57,17 — 173 + 57,17	—	—	700,00	h	465,00
173 + 57,17 — 210 + 57,17	3700,00	—	—	1 : 100	502,00
210 + 57,17 — 234 + 57,17	—	—	2400,00	h	502,00
234 + 57,17 — 274 + 57,17	4000,00	—	—	1 : 50	582,00
274 + 57,17 — 278 + 25,87	—	—	368,70	h	582,00
278 + 25,87 — 300 + 65,87	—	2240,00	—	1 : 70	550,00
300 + 65,87 — 318 + 57,17	—	—	1791,30	h	550,00
318 + 57,17 bis Freiberg	5640,00	7000,00	8565,00	—	—
	28870,11	9240,00	14952,06		

Summe 53062,17 Dr. Ellen Gesammtlänge.

Es kommen überhaupt vor:

14952,06	Ellen in Horizontalen			an 12 verschiedenen Stellen
1577,76	„	in Steigung von	1:48	an 1 Stelle
13292,35	„	„ „ „	1:50	„ 4 verschiedenen Stellen
1360,00	„	„ „ „	1:65	„ 1 Stelle
2100,00	„	„ „ „	1:70	„ 1 „
3040,00	„	„ „ „	1:80	„ 1 „
2100,00	„	„ „ „	1:90	„ 2 verschiedenen Stellen
5400,00	„	„ „ „	1:100	„ 3 „ „
2240,00	„	in Fall „	1:70	„ 1 Stelle
7000,00	„	„ „ „	1:100	„ 2 verschiedenen Stellen
53062,17				

III. Geognostische Bemerkungen.

Das von der Variante durchschnittene Terrain besteht in Tharandt und in den Fluren von Großopitz aus Gneis, in den Fluren von Grumbach und Gersdorf befindet sich Thonschiefer und im Grüllenburger Walde endlich zuerst Sandstein und sodann Thonporphyr. Ueber dem Thonschiefer bei Grumbach und Gersdorf liegt eine mächtige Schicht Lehm. Es läßt sich wohl annehmen, daß man aus demselben beim Bau der Bahnlinie in Feldöfen Ziegel brennen und dieselben zu den Kunstbauten verwenden können wird.

IV. Expropriation.

a. Flächen zur Herstellung des Bahnkörpers

	Scheffel Land		Thlr.	Ngr.
1.	9,85	in Tharandter Flur à 300 Thlr.	2955	—
2.	49,30	„ Grumbacher „ à 300 „	14790	—
3.	31,79	„ Vorder- und Hintergersdorfer Flur à 240 Thlr.	7629	18
4.	4,03	in Harthaer Flur à 240 Thlr. .	967	6
5.	80,85	im Grüllenburger und Tharandter Walde à 80 Thlr.	6468	—
6.	1,16	in Klingenberger Flur à 200 Thlr.	232	—
7.	43,21	„ Niedercolmnitzer Flur à 240 „	10370	12
8.	124,81	„ den Fluren von Niederbobritzsch, Hilbersdorf und Freiberg nach dem früheren Anschlag	34227	15
		Summe	77639	21

b. Flächen zu Ablagerungen, Abgrabungen, Wegverlegungen u. s. w.

		Thlr.	Ngr.
1.	1,1 Scheffel Land in Tharandt zu Abgrabungen à 300 Thlr. . .	330	—
2.	3,0 „ Land in Grumbach zu Ablagerungen à 250 Thlr. . .	750	—
	Seitensumme	1080	—

		Thlr.	Ngr.
	Uebertrag	1080	—
3. 2,2 Scheffel	Land in Grumbacher und Tharandter Flur zu Wegverlegungen à 300 Thlr.	660	—
4. 5,2 „	Land in Grumbach zu Ablagerungen à 300 Thlr.	1560	—
5. 3,1 „	Land in Hartha und Vordergersdorf zu Wegverlegungen à 240 Thlr.	744	—
6. 1,0 „	Land im Grüllenburger Wald zu Wegverlegungen à 80 Thlr.	80	—
7. 4,27 „	Land in Colmnitzer Flur zu Ablagerungen à 240 Thlr.	1024	24
8. 7,10 „	Land in Colmnitzer, Bobritzscher und Freiberger Fluren nach dem früheren Anschlag	1914	—
9. 56,6 „	Waldboden im Grüllenburger Walde zu beiden Seiten der Bahn auf die Breiten von 20 Ellen, wegen des Windbruches zu entschädigen à 80 Thlr.	4528	—
	Summe	11590	24

c. Gebäude.

1. 13 Häuser in Tharandt	20000 Thlr.
2. 1 Scheune an der Klippermühle . . .	300 „
3. 3 kleinere Häuser in Hartha à 400 Thlr.	1200 „
4. 1 Haus in Colmnitz	800 „
5. 2 Häuser in Bobritzsch à 1000 Thlr. .	2000 „
Summe	24300 Thlr.

Zusammenstellung.

a.	77639 Thlr.	21 Ngr.
b.	11590 „	24 „
c.	24300 „	— „
Summe	113530 Thlr.	15 Ngr.

V. Unterbau.

A. Erdarbeiten.

Die ganze Strecke von Tharandt bis Freiberg wurde nach Maßgabe des Terrains in neun Bauabschnitte eingetheilt, welche der Reihe nach folgende Stationen umfassen:

a	von Station	0	bis Station	15
b	„ „	15	„ „	59
c	„ „	59	„ „	102
d	„ „	102	„ „	204
e	„ „	204	„ „	275
f	„ „	275	„ „	315

Die Bauabschnitte g, h und i stimmen mit den Bauabschnitten f, g und h der Seerenbachlinie überein.

Die Kosten für die Erdarbeiten sind nach denselben Principien veranschlagt wie bei der Seerenbachlinie, und es ergeben sich in den einzelnen Bauabschnitten für dieselben folgende Beträge:

a	11125 Thlr.	23 Ngr.	6 Pf.
b	46402 „	5 „	6 „
c	58930 „	26 „	5 „
d	159233 „	1 „	6 „
e	135717 „	13 „	8 „
f	38918 „	13 „	5 „
g	103816 „	21 „	8 „
h	55853 „	24 „	7 „
i	98810 „	— „	— „
Summe	708808 Thlr.	11 Ngr.	1 Pf.

Rechnet man von dieser Summe 10 Procent für Anschaffung, Unterhaltung und Darleihung der Baugeräthschaften und sonstige Unkosten, so giebt dies 70880 Thlr. 25 Ngr. 1 Pf. und die Gesammtkosten für die Erdarbeiten betragen demnach

779689 Thlr. 6 Ngr. 2 Pf.

B. Kunstbauten.

Zu den größeren Kunstbauten gehören folgende:

1. Der Viadukt zu Tharandt. Derselbe enthält folgende Theile:

a. Eine Brücke über die Weißeritz von 68 Ellen Länge und 14,5 Ellen Höhe, bestehend aus zwei Bogen von 20 Ellen Spannung.

b. Eine Blechbrücke von 28 Ellen Länge und 9,5 Ellen Höhe über den Weg an der Forstakademie.

c. Eine Brücke über den Mühlgraben von 93 Ellen Länge und durchschnittlich 10 Ellen Höhe, bestehend aus drei Bogen von 20 Ellen Spannung.

d. Eine Futtermauer mit dem daranstoßenden Tunnel. Die Futtermauer ist links 47 Ellen lang und 17 Ellen hoch. Der Tunnel ist 106 Ellen lang und 11 Ellen hoch.

e. Eine Futtermauer, welche rechts 190 Ellen und links 142 Ellen lang und durchschnittlich 7,5 Ellen hoch ist. Dieselbe enthält zugleich den 5 Ellen weiten Durchgang für den Kirchweg.

f. Eine Einschnittsfuttermauer zur Befestigung des Gottesackerterrains, welche links 187 Ellen lang und im Mittel 10 Ellen hoch ist.

g. Eine Dammfuttermauer, welche rechts 54 Ellen lang und 9 Ellen hoch ist.

h. Eine Futtermauer von 365 Ellen Länge und 10 Ellen Höhe.

i. Eine Blechbrücke über die Tharandt-Freiberger Chaussee von 25 Ellen Länge und 7,25 Ellen Höhe.

k. Eine Futtermauer von 146 Ellen Länge und 11,25 Ellen Höhe, welche gleichzeitig den 4 Ellen weiten und 6 Ellen hohen Durchgang für einen Fußweg enthält.

l. Eine Brücke von 152 Ellen Länge und 12 Ellen Höhe, bestehend aus 6 Bogen von 20 Ellen Weite zur Unterführung der Tharandt-Grumbacher Chaussee.

m. Eine Futtermauer von 58 Ellen Länge und 11 Ellen Höhe.

n. Eine Brücke von 104 Ellen Länge und durchschnittlich 10 Ellen Höhe mit 4 Bogen von 20 Ellen Spannung.

o. Eine Futtermauer von 33 Ellen Länge und 9 Ellen Höhe.

2. Der Viaduct zu Vordergersdorf ist 353 Ellen lang und am tiefsten Punkte des Thales 53,5 Ellen hoch. Derselbe besteht aus 7 Bogen mit 30 Ellen Spannweite und 6 in zwei Etagen übereinander gestellten Bogen mit 10 Ellen Spannweite.

3. Der Viaduct zu Niedercolmnitz.

4. Der Viaduct zu Niederbobritzsch.

5. Die Muldenbrücke.

Die letzteren drei Kunstbauten kommen auch bei der Seerenbachlinie vor.

Die Bodenuntersuchungen haben dargethan, daß zu allen Brücken bei gehörig tiefer Gründung das Grundmauerwerk überall ohne Pfahl- oder Schwellrost oder Betongründung eingesetzt werden kann. Der Tunnel ist durch festen Gneis hindurch zu führen. Es ist daher angenommen worden, daß derselbe nur mit einem eine Elle starken Gewölbe von Ziegeln zu versehen sei, um die Nässe abzuführen.

Unter Beibehaltung der bei der Seerenbachlinie für die Strecke von Station 110 bei Dorfhain bis Freiberg aufgestellten Preissätze führte die Kostenberechnung für die Kunstbauten auf folgende Beträge:

1. Der Viaduct und Tunnel in Tharandt	105284 Thlr.
2. Der Viaduct zu Vordergersdorf . . .	115993 „
3. „ „ „ Colmnitz	32276 „
4. „ „ „ Bobritzsch	59056 „
5. Die Muldenbrücke	329698 „
6. Die kleineren Kunstbauten	166722 „
Summe	809029 Thlr.

VI. Oberbau.

Die Länge des einfachen Schienengeleises auf der Linie über Grumbach von Tharandt bis Freiberg beträgt 53062,17 Dr. Ellen. Hierzu kommen noch an Nebengeleisen:

1. im Anhaltepunkt Grumbach	600 Ellen
2. „ „ „ Grüllenburg	300 „
3. „ „ „ Colmnitz	600 „
4. im Bahnhof zu Freiberg	2760 „
Summe	4260 Ellen

Es sind also im Ganzen 57322,17 laufende Ellen einfaches Geleis herzustellen. Berechnet man die Herstellungskosten für das Steinbett und Schienengeleis wie bei der Seerenbachlinie auf der Strecke von Station 166 bis Freiberg pro 1000 Ellen mit 5704 Thlrn., so giebt dies eine Summe von

326965 Thlrn. 19 Ngr. 7 Pf.

Außerdem ist außerhalb der Bahnhöfe und Anhaltepunkte auf der ganzen Strecke von Tharandt bis Freiberg zum Betrieb die Herstellung der folgenden Vorrichtungen nöthig:

	Thlr.	Ngr.	Pf.
1. 24 Wegübergänge im Niveau, zusammen 244 Ellen lang à 10 Thlr. . .	2440 Thlr.	— Ngr.	— Pf.
2. 28 Stück Gradientenzeiger à 4 Thlr.	112 „	— „	— „
3. 25 Stück Warnungstafeln à $2^1/_3$ Thlr.	58 „	10 „	— „
4. 42 Stück optische Telegraphen à 50 Thlr. . .	2100 „	— „	— „
5. 100 Stück Markpfähle in den Bahnhöfen und Anhaltepunkten à $1^1/_3$ Thlr.	133 „	10 „	— „
6. 3 Stück Anhaltepunktstafeln à 4 Thlr.	12 „	— „	— „
7. 42 Stück Grenzsäulen mit Controletafeln à $1^1/_2$ Thlr.	63 „	— „	— „
8. 28 Stück Niveausteine an den Gradientenzeigern à 12 Ngr.	11 „	6 „	— „
9. 4 St. Meilensteine à 7 Thlr.	28 „	— „	— „
10. 4 Stück halbe Meilensteine à 4 Thlr.	16 „	— „	— „
11. 32 Stück $^1/_{10}$ Meilensteine à 2 Thlr.	64 „	— „	— „
12. 360 Stück Meilensteine à 1 Thlr.	360 „	— „	— „
13. 4,007 Meilen lang Telegraphendraht zu legen, incl. Material an Holz und Metall à 450 Thlr.	1803 „	4 „	5 „
14. 4 elektromagnetische Apparate zum Telegraphiren à 150 Thlr.	600 „	— „	— „
Summe	7801 Thlr.	— Ngr.	5 Pf.

Die Gesammtkosten zur Herstellung des Oberbaues sind demnach

1.	326965 Thlr.	19 Ngr.	7 Pf.
2.	7801 "	— "	5 "
Summe	334766 Thlr.	20 Ngr.	2 Pf.

VII. Bahnhöfe, Anhaltepunkte und Bahnwärterhäuser.

An die Stelle der beiden Anhaltepunkte an der „edlen Krone" und am „großen Floßteich" bei der Seerenbachlinie treten bei der Grumbacher Linie die Anhaltepunkte zu Grumbach und Grüllenburg. Im Uebrigen findet in Bezug auf die Bahnhöfe und Anhaltepunkte auf beiden Linien keine Verschiedenheit statt. Es ist daher zur Herstellung der Hochbauten in den Bahnhöfen und Anhaltepunkten hier wie dort die Summe von

52000 Thalern nöthig.

Wegen der größeren Länge der Grumbacher Linie sind auf derselben 38 Bahnwärterhäuser nöthig, unter denen sich 10 größere und 28 kleinere befinden. Hiervon sind die größeren mit 750 Thalern und die kleineren mit 600 Thalern zu berechnen. Dies führt auf eine Summe von 24300 Thalern. Zur Herstellung der sämmtlichen Hochbauten ist demnach die Summe von

76300 Thalern nöthig.

VIII. Betriebseinrichtungen in den Bahnhöfen und Anhaltepunkten.

Wie bei der Seerenbachlinie 8500 Thaler.

IX. Betriebsmittel.

Wie bei der Seerenbachlinie 207300 Thaler.

X. Bauleitung und Beaufsichtigung.

Wie bei der Seerenbachlinie 50000 Thaler.

XI. Zusammenstellung der Kosten.

1. Expropriation unter IV.	113530 Thlr.	15 Ngr.	— Pf.
2. Unterbau unter V. A.	779689 "	6 "	2 "
3. Kunstbauten unter V. B.	809029 "	— "	— "
Seitensumme	1702248 Thlr.	21 Ngr.	2 Pf.
Uebertrag	1702248 Thlr.	21 Ngr.	2 Pf.
4. Oberbau unter VI.	334766 "	20 "	2 "
5. Hochbauten unter VII.	76300 "	— "	— "
6. Betriebseinrichtungen in den Bahnhöfen und Anhaltepunkten unter VIII.	8500 "	— "	— "
7. Betriebsmittel unter IX.	207300 "	— "	— "
8. Bauleitung und Beaufsichtigung unter X.	50000 "	— "	— "
	2379115 Thlr.	11 Ngr.	4 Pf.
Hierzu Verzinsung des vorstehenden Baucapitals v. 2379115 Thlrn. 11 Ngr. 4 Pf. zur Hälfte zu 5 Proc. auf 2 Baujahre	118955 "	23 "	1 "
Summe	2498071 Thlr.	4 Ngr.	5 Pf.

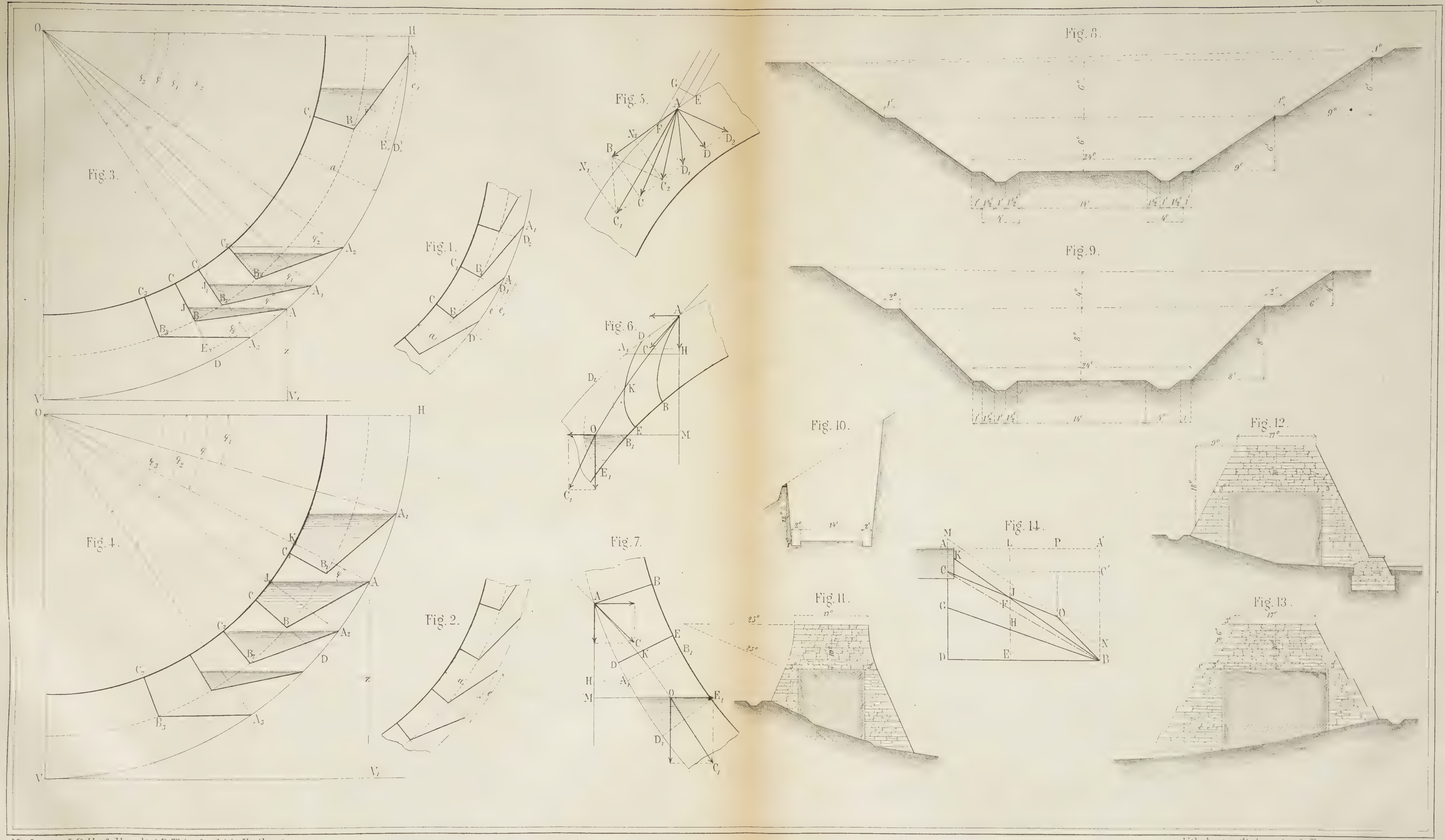
Dafür in runder Summe

2500000 Thaler.

Die Herstellungskosten sind demnach bei der Grumbacher Linie um 300000 Thaler höher als bei der Seerenbachlinie, dabei ist die erstere Linie um 7444,07 Dr. Ellen länger als die letztere, und das Maximalsteigungsverhältniß bleibt auch hier noch 1 : 48. Wenn es sich daher um eine Wahl zwischen diesen beiden Linien handelt, so dürfte jedenfalls der Seerenbachlinie mit Recht der Vorzug gebühren.

Im November 1857.

Der bereits erwähnten Landtagsvorlage nach hat sich auch die hohe Staatsregierung bereits für den Bau der Seerenbachlinie entschieden, und die Herstellungskosten mit einer Summe von $3\frac{1}{2}$ Millionen Thalern veranschlagt. Der Grund, warum diese Summe die oben Seite 83 angegebene bedeutend übersteigt, liegt zum größeren Theil in dem Umstande, daß jetzt die Arbeitslöhne und die Preise der Materialien viel höher stehen, als zu der Zeit, in welcher die vorstehend mitgetheilte Projection entworfen wurde, sodann in der sehr bedeutenden Vermehrung der Betriebsmittel und endlich darin, daß die Kosten einer ungefähr 16000 Fuß langen, am linken Muldengehänge hin zu führenden eingeleisigen Zweigbahn nach dem fiskalischen Hüttenwerke Halsbrücke hierbei mit eingerechnet sind. D. Red.



Verlag v. J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Ueber den Arbeitsverlust im Ausgußbogen ober- und rückenschlächtiger Wasserräder.

Von

Prof. Dr. Gustav Zeuner.

(Hierzu Tafel 12, Figur 1 bis 4.)

Beim Baue und bei der Anordnung der Umtriebsmaschine geht das Bestreben der Constructeure vor Allem darauf hin, die Arbeitsverluste, die an der Maschine selbst vorkommen, so viel als möglich herabzuziehen, oder mit anderen Worten, den Wirkungsgrad möglichst zu erhöhen, denn nach Letzterem allein beurtheilt man die Güte seiner Maschinen. Soll daher die Wissenschaft, die Maschinenlehre, nutzbar für das praktische Leben werden, dann muß man bei den theoretischen Untersuchungen der Umtriebsmaschinen sein Augenmerk zunächst auch auf dieselben Fragen richten, welche den Praktiker interessiren, also zunächst die Beziehungen aufsuchen, welche zwischen den einzelnen Dimensionen der Maschine und den verschiedenen Arbeitsverlusten stattfinden.

Die erhaltenen analytischen Ausdrücke oder die mittelst derselben berechneten Tabellen lassen dann ohne Weiteres erkennen, welchen Einfluß jede einzelne in die Formel eingehende Dimension auf die Verluste hat, und daraus lassen sich dann bestimmte Regeln für den praktischen Maschinenbau ableiten.

In den allermeisten Fällen ist aber, selbst bei scheinbar sehr einfachen Maschinen, die Ableitung dieser Formeln mit unüberwindlichen Schwierigkeiten verknüpft und oft selbst dann noch, wenn man zu Näherungsrechnungen seine Zuflucht nehmen will.

In solchen Fällen, in denen man für die einzelnen Verluste, oder für den Gesammtverlust, nicht zu brauchbaren analytischen Ausdrücken gelangen kann, sucht man wenigstens diejenigen Effectverluste genauer zu bestimmen und ihre Beziehungen zu einzelnen Dimensionen der Maschine fest zu stellen, von denen man weiß, daß sie gewöhnlich an Größe die anderen übertreffen; ein solcher Arbeitsverlust ist z. B. bei ober- und rückenschlächtigen Wasserrädern ohne Mantel derjenige, welcher durch das allmälige Entleeren des Rades entsteht, indem also das Wasser nicht bis zum tiefsten Punkte des Rades in demselben verbleibt. Dieser Verlust ist in vielen Fällen sehr bedeutend und ist meist selbst größer, als der aus der Zapfenreibung entspringende Arbeitsverlust. Da der Verlust im Ausgußbogen, wie sich leicht beurtheilen läßt, vorzüglich von der Anzahl der Radzellen und der Schaufelungsmethode abhängt, so ist eine genaue analytische Untersuchung desselben schon insofern gerechtfertigt, als man auf Grund der Rechnungsresultate bestimmter auf die zweckmäßigste Zellenzahl und die verhältnißmäßig beste Schaufelungsmethode schließen kann und als man bei bestimmter Annahme dieser Verhältnisse dann ohne Weiteres genau die Größe des betreffenden Arbeitsverlustes kennt und zwar ohne eine besondere Construction vornehmen zu müssen, wie in den Lehrbüchern gewöhnlich vorgeschrieben wird.

Die folgenden Untersuchungen beziehen sich zunächst auf große mit der gewöhnlichen Umfangsgeschwindigkeit von etwa 1,5 Meter umlaufende Räder mit hölzernen Schaufeln, bei denen man also annehmen kann, der Wasserspiegel stehe in den ausgießenden Zellen horizontal; die Untersuchungen lassen sich zwar leicht auch auf kleine, schnell umlaufende Räder ausdehnen, bei denen also die Wasserspiegel in Cylindermänteln liegen, deren gemeinschaftliche Axe um eine gewisse Höhe über dem Radmittel liegt, und ebenso läßt sich auch der Effectverlust für krumme Schaufeln durch einen geschlossenen Ausdruck geben, doch habe ich vorgezogen, hier nur den gewöhnlichen Fall näher zu behandeln. Räder der hier angenommenen Art findet man am meisten beim Bergbau und hier gewöhnlich mit größter Sorgfalt ausgeführt, und zwar mit Rücksicht darauf, daß die Effectverluste, besonders der im Ausgußbogen, möglichst gering sind, weil gerade hier in den meisten Fällen eine möglichst vollkommene Benutzung der vorhandenen Wasserkraft von Bedeutung ist.

Um die Untersuchungen möglichst mit den praktischen Ausführungen in Uebereinstimmung zu bringen, habe ich ferner hier (wie dort) angenommen, die Riegelschaufel BC (Figur 1) liege radial und die Stoßschaufel AB bilde einen solchen Winkel mit der ersteren, daß ihr Endpunkt A nicht in der Verlängerung $B_1 C_1$ der nächsten Riegelschaufel, sondern um ein gewisses Stück AD_1 weiter hinaus liegt. Der Kreis, welcher durch die Durchschnittspunkte der Stoß- und Riegelschaufeln geht, heißt bekanntlich der Theilkreis und liegt bei den neueren Constructionen gewöhnlich in der halben Kranzbreite. Der Winkel, welchen die Richtungen zweier Stoßschaufeln am Radmittelpunkte bilden, heißt der Theilwinkel, wobei also bei der angenommenen Construction

die Stoßschaufel einen größeren Winkel im Theilkreise einnimmt, gewöhnlich ist der letztere $^5/_4$ des Theilwinkels. Ich werde im Folgenden die Theilung nicht auf dem sogenannten Theilkreise, sondern am äußeren Radkreise messen, und zwar die Theilung $DD_1 = D_1 D_2$ u. s. w. mit e bezeichnen; ferner soll der Bogen $DA = D_1 A_1$ u. s. w., den eine Stoßschaufel am äußeren Radkreise einnimmt, mit e_1 bezeichnet werden; das Stück $AD_1 = e_1 - e$ nenne ich die Ueberdeckung, diese beträgt also gewöhnlich $^1/_4$ e. Die in Fig. 2 dargestellte Schaufelungsmethode, die ebenfalls oft vorkommt, ist ein besonderer Fall der ersteren, und zwar ist hier $e = e_1$ oder die Ueberdeckung Null.

Betrachtet man den Vorgang des allmäligen Entleerens genauer, so unterscheiden sich zwei verschiedene Fälle, die wir bei der Berechnung auch gesondert zu behandeln haben. In Figur 3 und 4 sind die Hauptstellungen, die eine Zelle nach und nach einnimmt, gezeichnet. In der Stellung $A_1 B_1 C_1$ beginnt das Ausgießen und in der Lage $A_3 B_3 C_3$ ist es vollendet, weil hier die Stoßschaufel horizontal liegt. Bei der Stellung $A_2 B_2 C_2$ (Figur 4) der Zelle liegen die beiden äußeren Endpunkte der Stoß- und Riegelschaufel in der Horizontalen; entweder beginnen nun die Zellen schon oberhalb der Stellung $A_2 B_2 C_2$ auszugießen (Fig. 4) oder der Ausguß beginnt erst unterhalb derselben, wie Figur 3 andeutet. Welche Bedingungen erfüllt werden müssen, damit der eine oder der andere Fall eintrete, läßt sich leicht erwarten. Offenbar beginnt der Ausguß erst unterhalb der Stellung $A_2 B_2 C_2$, also etwa in der Lage $A_1 B_1 C_1$ (Fig. 3), wenn der Querschnitt des in einer vollständig gefüllten Zelle befindlichen Wasserprismas **kleiner**, als der Inhalt des Dreieckes $A_2 B_2 C_2$ ist. Ist hingegen dieser Wasserquerschnitt größer, als der Flächeninhalt dieses Dreieckes, dann beginnt das Ausgießen schon früher, die Stellung $A_1 B_1 C_1$ liegt dann oberhalb $A_2 B_2 C_2$. Da sich aber der Wasserquerschnitt F einer Zelle vor dem Ausgießen und ebenso der Inhalt F_1 des Dreieckes $A_0 B_0 C_0$ (Fig. 3) berechnen läßt, so lassen sich die genannten Bedingungeu mathematisch ausdrücken.

Fließt dem Rade pro Secunde die Wassermenge Q zu und ist die Umfangsgeschwindigkeit v, so geht also pro Secunde der Radbogen v unter dem Wasser hin, und da auf der Länge v im Ganzen $\frac{v}{e}$ Zellen befindlich sind, so kommt auf eine Zelle die Wassermenge:

$$\frac{Qe}{v}. \qquad (1)$$

Ist nun die innere Radweite = b, so ist hiernach auch

$$Fb = \frac{Qe}{v} \text{ oder}$$

$$F = \frac{Qe}{vb}. \qquad (2)$$

Der Fassungsraum, der pro Secunde der Wassermenge Q geboten wird, ist abv, wenn a die lichte Kranzbreite ist, und wir setzen fernerhin

$$\varepsilon = \frac{Q}{abv}, \qquad (3)$$

wo ε der sogenannte Füllungscoefficient ist, der bekanntlich bei oberschlächtigen Rädern $^1/_5$ bis $^1/_3$ angenommen wird. Es ist also $\varepsilon a = \frac{Q}{bv}$; und dies in die Gleichung für F gesetzt, giebt

$$F = \varepsilon a e \qquad (4)$$

für den Wasserquerschnitt der Zelle vor dem Ausgusse. Die Wassermenge einer solchen Zelle ist also:

$$q = Fb = \varepsilon a b e. \qquad (5)$$

Ebenso leicht bestimmt sich der Flächeninhalt F_1 des Dreieckes $A_0 B_0 C_0$ (Fig. 3). Es ist

$$F_1 = \frac{1}{2} \cdot \overline{B_0 C_0} \cdot \overline{A_0 E_0},$$

oder weil $B_0 C_0 = \frac{a}{2}$ und annähernd bei großen Rädern $A_0 E_0 = e_1$ ist,

$$F_1 = \frac{a e_1}{4}. \qquad (6)$$

Nach dem Obigen beginnt der Ausguß unterhalb der Lage $A_2 B_2 C_2$, wenn

$$F < F_1, \text{ also wenn } \varepsilon < \frac{e_1}{4e} \text{ ist.} \qquad (7)$$

Der Ausguß beginnt aber schon oberhalb dieser Lage, wenn

$$F > F_1, \text{ d. h. wenn } \varepsilon > \frac{e_1}{4e} \text{ ist.} \qquad (8)$$

Ist endlich $\varepsilon = \frac{e_1}{4e}$ dann beginnt der Ausguß gerade in der Stellung $A_2 B_2 C_2$.

Da die Schlußformel für den Arbeitsverlust im Ausgußbogen verschieden ausfällt, je nachdem bei einem Rade die eine oder die andere der obigen Ungleichungen erfüllt wird, so behandeln wir beide Fälle getrennt.

1. Fall. Der Ausguß beginnt unterhalb der Stellung $A_2 B_2 C_2$; es ist also:

$$\varepsilon < \frac{e_1}{4e}.$$

Nehme man irgend eine beliebige Stellung ABC (Fig. 3) der Zelle an, und zwar zwischen den Stellungen, welche dem Beginnen und dem Ende des Ausgusses entsprechen. Für diese Stellung läßt sich die in der Zelle noch befindliche Wassermenge q berechnen. Zieht man vom Endpunkte A der Stoßschaufel nach dem Radmittelpunkte O den Radius AO, und bezeichnet den Winkel, welchen dieser sowohl mit der Horizontalen OH, als auch mit dem Wasserspiegel AI bildet, mit φ, so läßt sich bei größeren Rädern auch der Winkel AIB des Wasserspiegels und der Riegel-

schaufel annähernd gleich φ setzen. Es ist dann der Querschnitt AIB des Wasserprismas in dieser Zelle:

$$\Delta AIB = \Delta AID - \Delta ABD = \frac{DI.AE}{2} - \frac{BD.AE}{2}.$$

Nun ist annähernd

$$DI = AE.\cot g\,\varphi \text{ und } AE = e_1;\; BD = \frac{a}{2}.$$

Daher folgt:

$$\Delta AIB = \frac{e_1{}^2 \cot g\,\varphi}{2} - \frac{a e_1}{4},$$

oder die in dieser Zelle befindliche Wassermenge:

$$q = \frac{b e_1{}^2}{2} \cot g\,\varphi - \frac{a b e_1}{4}. \qquad (9)$$

Ist die Zelle in der Stellung $A_1 B_1 C_1$, dann beginnt eben der Ausguß; für diesen Augenblick ist

$$\varphi = \varphi_1 \text{ und nach Obigem } q = \varepsilon a b e.$$

Setzt man diese Werthe ein, so ergiebt sich zunächst

$$\cot g\,\varphi_1 = \frac{a}{2 e_1}\left(4\varepsilon \cdot \frac{e}{e_1} + 1\right). \qquad (10)$$

Und ferner folgt für das Ende des Ausgusses, wo $q = 0$ und $\varphi = \varphi_3$ ist,

$$\cot g\,\varphi_3 = \frac{a}{2 e_1}. \qquad (11)$$

Die beiden Winkel φ_1 und φ_3 geben also die Neigung des Halbmessers OA gegen die Horizontale OH bei Beginn und beim Ende des Ausgusses.

Die Gleichung

$$q = \frac{b e_1{}^2}{2} \cot g\,\varphi - \frac{a b e_1}{4}$$

giebt an, in welcher Art sich im Ausgußbogen die in den Zellen befindliche Wassermenge mit dem Winkel φ ändert. Die Differentiation giebt

$$dq = -\frac{b e_1{}^2}{2 \sin^2 \varphi}\, d\varphi.$$

Während sich also das Rad um den unendlich kleinen Winkel $d\varphi$ dreht, nimmt die Wassermenge um dq ab, das negative Vorzeichen deutet eben die Abnahme an. Zieht man nun durch den Radfuß V die Horizontale VV_1; so ist der Arbeitsverlust, weil die Wassermenge dq um die Höhe $z = R(1 - \sin\varphi)$ herabfällt, wenn R der äußere Radhalbmesser ist,

$$z\,dq\,.\,\gamma = R \frac{b e_1{}^2}{2} \gamma \frac{(1 - \sin\varphi)}{\sin^2\varphi}\, d\varphi,$$

wo γ das Gewicht der Cubikeinheit Wasser bedeutet.

Die Horizontale VV_1 braucht nicht gerade den Unterwasserspiegl vorzustellen, denn oft befindet sich der Radfuß noch um eine gewisse Höhe h_1, das sogenannte Freihängen, über dem Unterwasserspiegel. Der letztere Umstand würde in unseren Betrachtungen nichts ändern, man muß dann nur bei den Effectberechnungen den Arbeitsverlust in Folge des Freihängens besonders in Rechnung bringen. Da pro Secunde die Wassermenge Q aus dem Rade fällt, so ist der Arbeitsverlust in Folge des Freihängens $Q h_1 \gamma$. Ist h noch das ganze disponible Gefälle, so ist

$$L = Q h \gamma$$

die disponible Arbeit, und daher das Verhältniß des Arbeitsverlustes $L_2 = Q h_1 \gamma$ in Folge des Freihängens zur ganzen disponiblen Leistung

$$\frac{L_2}{L} = \frac{h_1}{h}.$$

Wir verstehen hiernach unter dem Arbeitsverlust im Ausgußbogen den Verlust, welcher durch das allmälige Ausleeren der Zellen stattfindet, wobei das Wasser bis in das Niveau VV_1 herabfällt. Fällt es in Folge des Freihängens weiter, so wird dieser zweite Theil des Verlustes nach den letzten Formeln berechnet.

Der oben gefundene Arbeitsverlust $\gamma z\,dq$ findet also statt, während sich diese eine Zelle aus der durch φ angegebenen Lage um $d\varphi$ dreht.

Nun geht aber pro Secunde die Bogenlänge v durch den Punkt A und da auf dieser Länge $\frac{v}{e}$ Zellen sitzen, so findet pro Secunde auf dem Winkelintervall φ bis $\varphi + d\varphi$ der Arbeitsverlust

$$dL_1 = \frac{v}{e} R \frac{b e_1{}^2}{2} \gamma \frac{(1 - \sin\varphi)}{\sin^2\varphi}\, d\varphi \text{ statt.}$$

Daher folgt der ganze Arbeitsverlust im Ausgußbogen pro Secunde:

$$L_1 = \frac{R.\,v b e_1{}^2 \gamma}{2e} \int_{\varphi_3}^{\varphi_1} \frac{1 - \sin\varphi}{\sin^2\varphi}\, d\varphi.$$

Hieraus folgt durch Integration:

$$L_1 = \frac{R.\,v b e_1{}^2 \gamma}{2e} \left(\cot g\,\varphi_1 - \cot g\,\varphi_3 - \log nat \frac{tg\frac{\varphi_3}{2}}{tg\frac{\varphi_1}{2}}\right) \qquad (12)$$

Dividirt man diesen Ausdruck durch die disponible Arbeit $L = Q h \gamma$ so erhält man den Arbeitsverlust in Procenten der disponiblen Arbeit, wenn man noch die bekannten Werthe von $\cot g\,\varphi_1$ und $\cot g\,\varphi_3$ substituirt:

$$\frac{L_1}{L} = \frac{R v b e_1{}^2}{2 h Q e} \left(2 \frac{\varepsilon a e}{e_1{}^2} - \log nat \frac{tg\frac{1}{2}\varphi_3}{tg\frac{1}{2}\varphi_1}\right).$$

Aus Gleichung (3) folgt aber $Q = \varepsilon a b v$; setzt man diesen Werth noch ein, so folgt nach geringer Reduction:

$$\text{(I)} \qquad \frac{L_1}{L} = \frac{R}{h}\left(1 - \frac{e_1{}^2}{2\varepsilon a e} \log nat \frac{tg\frac{1}{2}\varphi_3}{tg\frac{1}{2}\varphi_1}\right).$$

wobei

$$\cotg \varphi_1 = \frac{a}{2\,e_1}\left(4\,\varepsilon\frac{e}{e_1} + 1\right) \text{ und}$$

$$\cotg \varphi_3 = \frac{a}{2\,e_1} \text{ zu setzen ist.}$$

Diese Gleichungen lehren zunächst, daß für den angenommenen Fall, nämlich

$$\varepsilon < \frac{e_1}{4\,e},$$

der procentale Effectverlust im Ausgußbogen nur vom Füllungscoefficienten ε und den Verhältnissen $\frac{e}{e_1}$, $\frac{a}{e_1}$ und $\frac{R}{h}$ abhängt; daraus folgt zuerst, daß große, geometrisch ähnlich construirte Räder denselben procentalen Verlust im Ausgußbogen geben. An dem Verhältnisse $\frac{R}{h}$ läßt sich nichts ändern, es beträgt gewöhnlich etwa $1/2$, hiernach hängt der Verlust vor Allem von der Schaufelungsmethode ab, und es wären vor Allen die Fragen zu beantworten, ob eine große oder kleine Theilung, d. h. ob viel oder wenig Zellen zweckmäßig sind, dann welchen Einfluß die Ueberdeckung und die Größe der Kranzbreite auf den Effectverlust hat. Auf diese Frage soll genauer eingegangen werden, wenn auch der zweite, oben erwähnte Fall untersucht worden ist; zunächst mag aber die Berechnung eines Beispieles zeigen, wie schnell man mit Benutzung obiger Formel zum Ziel gelangt.

Beispiel.

Es sei bei einem oberschlächtigen Rade das Gefälle $h = 12{,}6^m$, der äußere Radhalbmesser $R = 6^m$, der Füllungscoefficient $\varepsilon = 1/4$; ferner die Schaufelung wie in Figur 2, sodaß $\frac{e}{e_1} = 1$. Ferner sei die Kranzbreite $a = 0{,}266^m$ und die Theilung $e = 0{,}386^m = e_1$.

Die gegebenen Werthe zunächst in die Gleichung

$$\varepsilon < \frac{e_1}{4\,e}$$

eingesetzt, muß zeigen, ob obige Formel hier anwendbar ist; man findet $\varepsilon = \frac{e_1}{4\,e}$; da Gleichung (I) auch für diesen Grenzfall gilt, so läßt sich nach ihr für dieses Rad der Effectverlust berechnen.

Zunächst ist

$\cotg \varphi_1 = 0{,}68912$, also $\varphi_1 = 55^0\,17'$, dann
$\cotg \varphi_3 = 0{,}34456$, daher $\varphi_3 = 70^0\,54'$,

und daraus berechnet sich

$$\frac{L_1}{L} = 0{,}1126 \cdot \frac{R}{h} \text{ oder}$$

$$\frac{L_1}{L} = 0{,}052\,.$$

Der Verlust beträgt also bei diesem Rade nur 5 bis 6 Procent, also sehr wenig; es liegt das hier an der sehr günstigen Wahl der einzelnen Größen, besonders der Theilung e. Das Beispiel ist dem vortrefflichen Werke Redtenbacher's „Theorie und Bau der Wasserräder" entlehnt. Redtenbacher giebt diesen Verlust beinahe doppelt so groß, wendet aber zur Berechnung desselben eine Formel an, die zwar auf ähnlichem Wege, wie die obige, aber unter kaum zu gestattenden Vernachlässigungen entstanden ist.

2. Fall. Der Ausguß beginnt schon oberhalb der Stellung $A_2B_2C_2$, es ist also:

$$\varepsilon > \frac{e_1}{4\,e}.$$

Bei Aufstellung der allgemeinen Gleichung kommt man hier am schnellsten zum Ziel, wenn man die Arbeitsverluste ober- und unterhalb der Stellung $A_2B_2C_2$ gesondert berechnet (Fig. 4). Was zunächst den letzteren betrifft, so lassen sich ohne Weiteres die obigen Formeln benutzen. Zur Bestimmung des Verlustes während der Bewegung der Zellen unterhalb der Stellung $A_2B_2C_2$ fanden wir nach Gleichung (12)

$$L_1 = \frac{R\,v\,b\,e_1^{\,2}\gamma}{2\,e}\left(\cotg \varphi_1 - \cotg \varphi_3 - \log\mathrm{nat}\frac{\mathrm{tg}\,\frac{1}{2}\varphi_3}{\mathrm{tg}\,\frac{1}{2}\varphi_1}\right).$$

Hier tritt der Beginn des Ausflusses ein für $\varphi_1 = \varphi_2$, und zwar findet sich $\cotg \varphi_2 = \frac{a}{e_1}$, wenn man in Gl. (9) $q = \frac{a\,e_1\,b}{4}$ für die Stellung $A_2B_2C_2$ einsetzt; ferner ist nach Gleichung (11)

$$\cotg \varphi_3 = \frac{a}{2\,e_1}.$$

Substituirt man das und dividirt die letztere Gleichung durch die disponible Leistung $L = Qh\gamma = \varepsilon\,a\,b\,v\,h\,\gamma$, so folgt:

$$\text{(II}^a\text{)} \qquad \frac{L'_1}{L} = \frac{R}{h}\left(\frac{e_1}{4\,e\,\varepsilon} - \frac{e_1^{\,2}}{2\,a\,e\,\varepsilon}\log\mathrm{nat}\frac{\mathrm{tg}\,\frac{1}{2}\varphi_3}{\mathrm{tg}\,\frac{1}{2}\varphi_2}\right)$$

für den Arbeitsverlust zwischen den Stellungen $A_2B_2C_2$ und $A_3B_3C_3$.

Hierzu kommt aber noch der Verlust oberhalb der Stellung $A_2B_2C_2$ und dieser bestimmt sich auf folgende Weise:

Es sei wieder ABC eine beliebige Stellung der Zelle, so ist zunächst die in derselben befindliche Wassermenge q zu berechnen; es ist aber der Querschnitt des Wasserprismas:

$$\frac{q}{b} = AICB = \Delta\,ABC + \Delta\,ACK - \Delta\,AIK.$$

Nun ist aber annähernd wie früher $\Delta\, ABC = \frac{a e_1}{4}$, ferner ist ebenso $\Delta\, ACK = \frac{a e_1}{2}$ und endlich $\Delta\, AIK = \frac{IK \,.\, KA}{2}$ oder weil $IK = AK \,.\, tg\,\varphi$ und $AK = a$ ist:

$$\Delta\, AIK = \frac{a^2\, tg\,\varphi}{2}.$$

Daher folgt dann:

$$q = \frac{3}{4} b a e_1 - \frac{a^2 b}{2} tg\,\varphi. \qquad (13)$$

In der Stellung $A_1 B_1 C_1$, in der eben der Ausguß beginnt, ist nach Gleichung (5)

$$q = \varepsilon a b e$$

und der Winkel $\varphi = \varphi_1$; daher giebt Gleichung (13)

$$tg\,\varphi_1 = \frac{3}{2}\frac{e_1}{a} - 2\varepsilon\frac{e}{a}. \qquad (14)$$

In der Stellung $A_2 B_2 C_2$ ist $q = \frac{a e_1 b}{4}$ und $\varphi = \varphi_2$, daher giebt Gleichung (12)

$$tg\,\varphi_2 = \frac{e_1}{a} \text{ oder } cotg\,\varphi_2 = \frac{a}{e_1}, \qquad (14)$$

wie wir schon oben angegeben haben.

Dreht sich nun das Rad um $d\varphi$, so fällt die Wassermenge dq aus der Zelle und zwar findet sich nach Gleichung (13) durch Differentiation:

$$dq = -\frac{a^2 b}{2}\frac{d\varphi}{\cos^2\varphi},$$

wobei das negative Vorzeichen eben eine Abnahme des Wassers in der Zelle andeutet. Der Arbeitsverlust ist

$$\gamma z\, dq = \frac{a^2 b}{2}\frac{R\gamma\,(1 - \sin\varphi)}{\cos^2\varphi} d\varphi.$$

Da nun pro Secunde $\frac{v}{e}$ Zellen durch den Punkt A gehen, so ist der Arbeitsverlust aller Zellen, während sie durch den Winkel φ bis $\varphi + d\varphi$ gehen, pro Secunde

$$dL''_1 = \frac{a^2 b v R\gamma}{2e}\frac{(1 - \sin\varphi)}{\cos^2\varphi} d\varphi,$$

und daher endlich der ganze Arbeitsverlust im Bogen $A_1 A_2$:

$$L''_1 = \frac{a^2 b v R\gamma}{2e}\int_{\varphi_2}^{\varphi_1}\frac{1 - \sin\varphi}{\cos^2\varphi} d\varphi.$$

Die Integration giebt, wenn wir zugleich durch die disponible Arbeit $Qh\gamma$ dividiren:

$$\frac{L_1''}{L} = \frac{a^2 b v R}{2eQh}\left[tg\,\varphi_2 - tg\,\varphi_1 - \left(\frac{1}{\cos\varphi_2} - \frac{1}{\cos\varphi_1}\right)\right].$$

Substituirt man hier die Werthe von $tg\,\varphi_1$ und $tg\,\varphi_2$ und setzt $Q = \varepsilon a b v$, so folgt:

$$(\mathrm{II^b})\quad \frac{L''_1}{L} = \frac{R}{h}\left[1 - \frac{e_1}{4e\varepsilon} - \frac{a}{2e\varepsilon}\left(\frac{1}{\cos\varphi_2} - \frac{1}{\cos\varphi_1}\right)\right].$$

Addirt man diesen Verlust zu dem aus Gleichung ($\mathrm{II^a}$), so folgt endlich der Gesammtverlust im Ausgußbogen für den vorliegenden Fall, d. h. für $\varepsilon > \frac{e_1}{4e}$

$$(\mathrm{II})\quad \frac{L_1}{L} = \frac{R}{h}\left[1 - \frac{a}{2e\varepsilon}\left(\frac{1}{\cos\varphi_2} - \frac{1}{\cos\varphi_1} + \frac{e_1^{\,2}}{a^2}\log\mathrm{nat}\frac{tg\,\frac{1}{2}\varphi_3}{tg\,\frac{1}{2}\varphi_2}\right)\right],$$

wobei also

$$tg\,\varphi_1 = \frac{3}{2}\frac{e_1}{a} - \frac{2e\varepsilon}{a}$$

$$tg\,\varphi_2 = \frac{e_1}{a}$$

$$tg\,\varphi_3 = \frac{2e_1}{a}.$$

Auch diese Gleichung zeigt, daß nur die Verhältnisse $\frac{e_1}{a}$ und $\frac{e_1}{e}$, so wie der Füllungscoefficient ε auf den Arbeitsverlust im Ausgußbogen von Einfluß sind. Da aber der Einfluß dieser Verhältnisse in den beiden Gleichungen I und II nicht bequem zu übersehen ist, so habe ich im Folgenden eine Tabelle berechnet, die einen guten Einblick in die Sache verschafft.

Dabei ist annähernd das Verhältniß $\frac{R}{h} = \frac{1}{2}$ gesetzt worden, wie es bei größeren Rädern recht wohl gestattet ist; streng genommen ist dieses Verhältniß gewöhnlich etwas kleiner, sodaß daher die für die procentalen Arbeitsverluste angegebenen Werthe um sehr wenig zu groß erhalten werden; in Folge der Näherungsbestimmung der Ausgußwinkel, sind aber die Werthe der Tabelle eher etwas zu klein. Neben den verschiedenen Effectverlusten bei verschiedenen Schaufelungsmethoden sind zugleich auch die Winkel angegeben, bei welchen der Ausguß beginnt und aufhört, φ_1 und φ_3, so wie der Winkel φ_2, welcher der Stellung $A_2 B_2 C_2$ der Zelle zukommt.

Schaufelungsmethoden		$\varepsilon =$	Füllungscoefficienten						φ_2	φ_3
			$^2/_3$	$^1/_2$	$^1/_3$	$^1/_4$	$^1/_5$	$^1/_6$		
Ohne Ueberdeckung	$\frac{e}{a} = 1{,}5 \quad \frac{e_1}{e} = 1$	$\frac{L_1}{L} =$	0,1395	0,0925	0,0642	0,0536	0,0473	0,0429		
		$\varphi_1 =$	14° 2′	36° 52′	51° 21′	56° 19′	59° 2′	60° 56′	56° 19′	71° 34′
	$\frac{e}{a} = 1{,}4 \quad \frac{e_1}{e} = 1$	$\frac{L_1}{L} =$	0,1493	0,1017	0,0718	0,0604	0,0538	0,0493		
		$\varphi_1 =$	13° 8′	35° 0′	49° 24′	54° 28′	57° 16′	59° 14′	54° 28′	70° 21′
	$\frac{e}{a} = 1{,}2 \quad \frac{e_1}{e} = 1$	$\frac{L_1}{L} =$	0,1718	0,1234	0,0901	0,0768	0,0690	0,0642		
		$\varphi_1 =$	11° 19′	30° 58′	45° 0′	50° 12′	53° 8′	55° 13′	50° 12′	67° 23′
	$\frac{e}{a} = 1{,}0 \quad \frac{e_1}{e} = 1$	$\frac{L_1}{L} =$	0,1990	0,1519	0,1155	0,1000	0,0901	0,0843		
		$\varphi_1 =$	9° 28′	26° 34′	39° 48′	45° 0′	48° 0′	50° 12′	45° 0′	63° 26′
Mit Ueberdeckung	$\frac{e}{a} = 1{,}4 \quad \frac{e_1}{e} = {}^5/_4$	$\frac{L_1}{L} =$	0,0809	0,0578	0,0423	0,0375	0,0323	0,0289		
		$\varphi_1 =$	37° 11′	50° 46′	59° 24′	62° 48′	64° 54	66° 20′	66° 1′	74° 4′
	$\frac{e}{a} = 1{,}2 \quad \frac{e_1}{e} = {}^5/_4$	$\frac{L_1}{L} =$	0,1001	0,0739	0,0553	0,0473	0,0425	0,0399		
		$\varphi_1 =$	33° 5′	° 24′	55° 24′	59° 2′	61° 20′	62° 56′	56° 18′	71° 34′
	$\frac{e}{a} = 1{,}0 \quad \frac{e_1}{e} = {}^5/_4$	$\frac{L_1}{L} =$	0,1254	0,0964	0,0743	0,0637	0,0581	0,0537		
		$\varphi_1 =$	28° 27′	41° 11′	50° 23′	54° 14′	56° 44′	58° 23′	51° 20′	68° 12′

Die ersten 4 Doppelzeilen gelten für Zellen ohne Ueberdeckung, wie es Figur 2 darstellt; während die letzten 3 Doppelzeilen für Räder mit Ueberdeckung (Fig. 1) giltig sind. Betrachtet man zunächst die erstere Art, so ersieht man aus allen Horizontalreihen, daß der Verlust natürlich um so kleiner ist, eine je geringere Füllung man annimmt. Die Abnahme des Verlustes ist aber bemerkenswerth. Gewöhnlich findet sich nämlich der Füllungscoefficient zu $^1/_3$ bis $^1/_5$ angegeben, der Tabelle gemäß sind auch das, wie die Erfahrung ebenfalls nachweist, die zweckmäßigsten Werthe; denn wollte man größere Werthe, etwa $^1/_2$ oder $^2/_3$ anwenden, so würde der Verlust viel größer ausfallen, und bei $^1/_6$ ist er durchgängig nur wenig kleiner, als bei $^1/_4$ bis $^1/_5$, während aber in diesem Falle das Rad schon bedeutend weiter, also kostspieliger werden würde. Ist die Theilung 1,5 Mal so groß, als die Kranzbreite a, so ist beim Füllungscoefficienten $^1/_4$, der Verlust nur 5,36 Procent und der Ausguß beginnt erst um 56° 19′ unter der Horizontalen, bei 71° 34′ ist er vollendet.

Wäre die Füllung $\varepsilon = {}^1/_4$, so ist der Verlust

bei e = 1,4 a 6,04 Procent,
" e = 1,2 a 7,68 " und
" e = a endlich 10,00 "

Man sieht also, daß der Verlust wächst, je geringer die Theilung e im Verhältniß zur Kranzbreite ist; dieses Wachsen des Verlustes ist aus allen Verticalcolumnen ersichtlich. Denkt man sich also mehrere gleich große Räder von gleicher Kranzbreite a, aber verschiedener Theilung e, so ergiebt die Tabelle, daß bei diesen Rädern der Arbeitsverlust um so größer ist, je kleiner die Theilung ist, oder mit anderen Worten, je mehr das Rad Zellen hat. Gewöhnlich findet man in den Büchern gerade die entgegengesetzte Ansicht ausgesprochen.

Große Theilung, d. h. Annahme von wenig Zellen ergiebt sich also als zweckmäßig; natürlich hat das seine Grenzen, weil die Stoßschaufel bald zu breit ausfällt.

Redtenbacher giebt für die Theilung die Formel:

$$e = 0{,}2 + 0{,}7\,a,$$

wo a und e in Metern zu nehmen ist. In den meisten Fällen giebt diese Formel Werthe für e, die von denen, die man aus der Gleichung

$$e = 1{,}4\,a$$

erhält, nur wenig abweichen. Für dieses Verhältniß giebt die Tabelle bei gewöhnlicher Füllung 5 bis 7 Procent Verlust, also sehr wenig; die Redtenbacher'sche Formel ist daher sehr zu empfehlen.

Bedeutend größer, nämlich 9 bis 11,5 Procent, fällt der Verlust aus, wenn man $e = a$ macht, wie auch oft vorgeschlagen wurde.

Hat man Zellen mit 1/4 Ueberdeckung, dann fallen bei gleicher Theilung der Tabelle gemäß die Verluste bedeutend kleiner aus, der Vortheil der Ueberdeckung ist unverkennbar; da aber hier bei gleicher Theilung die Stoßschaufel breiter wird, als bei Zellen ohne Ueberdeckung, so möchte als zweckmäßigste Theilung

$e = 1{,}2\,a$ bis $1{,}4\,a$ anzunehmen sein.

Die vorstehenden Untersuchungen hätten leicht auch auf Räder mit krummen Schaufeln ausgedehnt werden können, es sind aber dann die Formeln noch viel verwickelter; so viel läßt sich aber schon aus obiger Tabelle schließen, daß der Vortheil krummer Schaufeln nicht darin zu suchen ist, daß man davon mehr, als hölzerne bei einem bestimmten Rade anwenden kann, sondern darin, daß man bei denselben in der Länge weniger beschränkt ist, man kann die Theilung und die Ueberdeckung weit größer machen, als bei hölzernen Zellen, bei denen die Stoßschaufel bald zu breit ausfällt.

Für kleinere schnell umlaufende Räder gelten natürlich unsere Untersuchungen nicht; bei solchen Rädern, die überhaupt selten vorkommen, überwiegt der Arbeitsverlust im Ausgußbogen die übrigen nicht genug, um diesem mit Erfolg eine specielle Untersuchung zu widmen.

Theoretische Untersuchungen über den Eintritt des Wassers in die Zellen verticaler Wasserräder.

Von

Bergrath, Prof. **Julius Weisbach.**

(Hierzu Tafel 12, Figur 5 bis 7.)

1. Die Geschwindigkeit c, mit welcher das Aufschlagwasser in die Zellen eines verticalen Wasserrades zu führen ist, kann nicht jede beliebige sein, sondern es muß dieselbe eine der Umfangsgeschwindigkeit, der Aufschlagmenge u. s. w. entsprechende Richtung und Größe erhalten. Sieht man die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers c als die Diagonale AC_1, Tafel 12, Figur 5, und die Umfangsgeschwindigkeit v des Rades als eine Seite AB eines Parallelogrammes an, so giebt die zweite Seite AD_1 desselben die relative Eintrittsgeschwindigkeit, d. i. diejenige Geschwindigkeit w an, mit welcher sich das Wasser im Rade selbst bewegt. Bezeichnet nun noch α den Winkel BAC_1, um welchen die Richtung des zugeführten Wassers von dem Radumfange in der mittleren Eintrittsstelle A abweicht, so ist die relative Eintrittsgeschwindigkeit

$$w = \sqrt{c^2 + v^2 - 2\,c\,v\cos\alpha}\,.$$

Wäre $c\cos\alpha = v$, so hätte man

$$w = \sqrt{c^2 - v^2}\,;$$

und es würde c die Diagonale AC, so wie v und w die Seiten AB und AD eines rechtwinkeligen Parallelogrammes sein. Dann wäre also die Bewegung des Wassers im Rade eine radiale, und folglich die Wirkung des Wasserstoßes im Rade Null.

Wäre hingegen $c\cos\alpha < v$, so würde das Geschwindigkeitsparallelogramm ABC_2D_2 bei A stumpfwinkelig und die relative Eintrittsgeschwindigkeit $AD_2 = w$ der Bewegungsrichtung des Rades entgegengekehrt sein, folglich auch das letztere vom Wasser einen seiner Umdrehungsbewegung entgegengesetzten, also seiner Leistungsfähigkeit nachtheiligen Stoß erleiden.

Um von der lebendigen Kraft des in das Wasserrad einströmenden Wassers Nutzen zu ziehen, ist dagegen nöthig, daß

$$c\cos\alpha > v$$

sei, denn dann ist das Geschwindigkeitsparallelogramm ABC_1D_1 bei A spitzwinkelig, folglich die relative Eintrittsgeschwindigkeit $AD_1 = w$ der Bewegungsrichtung des Rades zugekehrt und auch der Stoß des Wassers eine in der Umdrehungsbewegung des Rades wirkende, positive Kraft.

Man kann hiernach bei der Einführung des Wassers in die Zellen eines verticalen Wasserrades die Bedingung

$$c\cos\alpha > v$$

als erste Regel ansehen.

Es ist nun auch leicht zu ermessen, daß bei einer gegebenen Radgeschwindigkeit v die relative Eintrittsgeschwindigkeit w, und folglich der aus ihr erwachsende Wasserstoß um so größer ausfällt, je größer die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c und je kleiner der Eintrittswinkel α ist. Da das zur Erzeugung der Geschwindigkeit c nöthige Gefälle

$$h = \frac{c^2}{2g}$$

ist, und das Wasser durch den Stoß eine kleinere Wirkung giebt, als durch den Druck, so ist der Geschwindigkeit c nur eine mäßige Größe, z. B. $c = 2v$, zu geben. Damit ferner das Wasser bei seinem Eintritt in das Rad nur einen kleinen Bogen des Radumfanges einnehme und damit der Eintrittswinkel innerhalb des ganzen Wasserstrahles nahe einer und derselbe sei, ist noch nöthig, daß der mittlere Werth α desselben nicht zu klein sei. Ist Q das Aufschlagquantum pro Secunde, so hat man den Querschnitt des eintretenden Wasserstrahles: $F = \frac{Q}{c}$, bezeichnet daher e die der Radweite gleichzusetzende Strahlbreite, so folgt die entsprechende Strahldicke EG

$$d = \frac{F}{e} = \frac{Q}{ce},$$

und es ist endlich der Bogen $EF = b$, welchen der eintretende Strahl am Radumfange einnimmt

$$b = \frac{d}{\sin\alpha} = \frac{Q}{ce\sin\alpha}.$$

Es wächst also hiernach b umgekehrt wie $\sin\alpha$, und es ist daher der Eintrittswinkel α nur so groß zu machen, daß $b = \frac{Q}{ce\sin\alpha}$ eine mäßige Größe erreicht.

Bei oberschlägigen Wasserrädern muß wegen des erforderlichen Raumes zum Entweichen der Luft dieser Bogen noch kleiner sein, als die Entfernung zwischen je zwei Schaufeln; bei rücken- und mittelschlägigen Rädern mit ventilirten Zellen hingegen kann dieser Bogen größer sein, zumal wenn das Wasser durch Leitschaufeln eingeführt wird.

Damit bei frei hängenden Wasserrädern das Wasser ungehindert eintrete und nicht theilweise verspritzt werde, darf es nicht gleich am äußeren Radumfange an die Schaufeln anstoßen, sondern es müssen hier die äußeren Schaufelenden in der Richtung AD_1 der relativen Eintrittsgeschwindigkeit w auslaufen; da hingegen bei Kropfrädern das Wasser durch den Kropf im Rade zurückgehalten wird, so können hier, wie Figur 7 vor Augen führt, die ganzen Schaufeln radial gestellt sein.

Während eine Schaufel aus der Lage AB, Figur 6 und 7, nach und nach in die Lage A_1B_1 rückt, so nimmt die vor ihr befindliche Zelle ABED ein in einem Parabelbogen AK zuströmendes Wasserquantum V auf dessen Volumen durch die bekannte Formel

$$V = \frac{60''}{nu} Fc = \frac{60''}{nu} Q$$

bestimmt ist, wenn n die Anzahl der Schaufeln des Rades, so wie u die Umdrehungszahl desselben pro Minute bezeichnet. Von diesem Wasserquantum hat ein Theil die Schaufel DE in K gestoßen und ist an KE hingelaufen, ein anderer Theil ist aber noch in freier Bewegung befindlich und bildet einen Körper mit der parabolischen Axe AK. Dieser Theil ist dann vollkommen zum Stoße gelangt, wenn das letzte Element A desselben bei seiner parabolischen Bewegung AKO den Wasserspiegel in der mit V angefüllten Zelle $A_1B_1D_1E_1$ erreicht. Bezeichnen wir die absolute Eintrittsgeschwindigkeit durch c, so wie den Winkel, unter welchem die Richtung derselben gegen den Horizont geneigt ist, durch ν, so sind die verticalen und horizontalen Componenten der Eintrittsgeschwindigkeit

$$c\sin\nu \text{ und } c\cos\nu$$

und ist endlich noch die ganze Fallzeit $= t$, so ergiebt sich die Abscisse oder Verticalprojection $AM = x$ des Parabelbogens AKO:

$$x = c\sin\nu \,.\, t + \frac{gt^2}{2},$$

und die entsprechende Ordinate oder Horizontalprojection $MO = y$ desselben:

$$y = c\cos\nu \,.\, t.$$

Die Höhe $AM = x$ kann man aus zwei Stücken, AH und HM, zusammensetzen, wovon sich das Stück $HM = a$, d. i. die Tiefe der Oberfläche des Wasserquantums V in der Zelle $A_1B_1D_1E_1$ am Ende der Füllungszeit t unter dem Schaufelende A_1 als bekannt ansehen läßt; das Stück AH ist dagegen die Verticalprojection des Weges $AA_1 = DD_1$ einer Schaufel während eben dieser Zeit; bezeichnen wir daher die Umfangsgeschwindigkeit des Rades durch v und setzen wir den mittleren Neigungswinkel des Bogens $\widehat{AA_1}$ gegen den Horizont $= \vartheta$, so haben wir

$$AH = AA_1 \sin\vartheta = vt\sin\vartheta,$$

und es folgt daher

$$x = a + vt\sin\vartheta.$$

Setzt man die gefundenen Ausdrücke für x einander gleich, so erhält man die Gleichung

$$a + vt\sin\vartheta = c\sin\nu \,.\, t + \frac{gt^2}{2} \text{ oder}$$

$$t^2 + \frac{2(c\sin\nu - v\sin\vartheta)}{g} t = \frac{2a}{g},$$

woraus dann die gesuchte Fallzeit

$$t = -\frac{c\sin\nu - v\sin\vartheta}{g} + \sqrt{\frac{2a}{g} + \left(\frac{c\sin\nu - v\sin\vartheta}{g}\right)^2}$$

$$= \frac{-(c\sin\nu - v\sin\vartheta) + \sqrt{2ga + (c\sin\nu - v\sin\vartheta)^2}}{g}$$

folgt.

Mittelst dieses Werthes ergiebt sich dann die Abscisse

$$x = a + \left[-(c\sin\nu - v\sin\vartheta) + \sqrt{2ga + (c\sin\nu - v\sin\vartheta)^2}\right] \frac{v\sin\vartheta}{g}$$

so wie die Ordinate

$$y = \left[-(c\sin\nu - v\sin\vartheta) + \sqrt{2ga + (c\sin\nu - v\sin\vartheta)^2}\right] c\cos\nu.$$

beide Formeln sind auch unmittelbar auf Kropfräder, wie Fig. 7, anwendbar.

Der horizontale Component der Geschwindigkeit des Wassers längs seines parabolischen Falles bleibt unverändert $c \cos \nu$,

wogegen der verticale Component

$c \sin \nu + g t$, also für den Punkt A

$$c \sin \nu - (c \sin \nu - v \sin \vartheta) + \sqrt{2 g a + (c \sin \nu - v \sin \vartheta)^2}$$
$$= v \sin \vartheta + \sqrt{2 g a + (c \sin \nu - v \sin \vartheta)^2}$$ ausfällt.

Die absolute Geschwindigkeit des einströmenden oder in O aufschlagenden Wassers ist folglich

$$c_1 = \sqrt{(c \cos \nu)^2 + (c \sin \nu + g t)^2}$$
$$= \sqrt{(c \cos \nu)^2 + \left[v \sin \vartheta + \sqrt{2 g a + (c \sin \nu - v \sin \vartheta)}\right]^2}.$$

Endlich folgt noch für den Neigungswinkel ν_1 des Wasserstrahles in O gegen den Horizont:

$$\operatorname{tang} \nu_1 = \frac{c \sin \nu + g t}{c \cos \nu}$$
$$= \frac{v \sin \vartheta + \sqrt{2 g a + (c \sin \nu - v \sin \vartheta)^2}}{c \cos \nu}.$$

Zieht man von diesem Winkel ν_1 den Neigungswinkel ϑ_1 der Bewegungsrichtung des Wasserrades in O ab, so erhält man den Winkel zwischen den Richtungen der absoluten Geschwindigkeit c_1 des Wassers und der Umdrehungsgeschwindigkeit v_1 im Rade:

$$\alpha_1 = \nu_1 - \vartheta_1.$$

Mit Hilfe dieser Größen läßt sich nun auch die Stoßkraft des Wassers in O_1 oder im Augenblicke, wenn das Anfüllen einer Zelle mit Wasser erfolgt ist, bestimmen, nämlich sie ist:

$$P_1 = \left(\frac{c_1 \cos \alpha_1 - v_1}{g}\right) Q \gamma.$$

Da das Wasser nicht erst in O, sondern auch in Punkten über O zum Stoße gelangt, wo es eine kleinere absolute Geschwindigkeit hat, so ist jedenfalls die mittlere Stoßkraft des ganzen Wassers kleiner als P_1, und folglich auch die Gesammtleistung des Wasserstoßes kleiner als

$$P_1 v_1 = \frac{(c_1 \cos \alpha - v_1) v_1}{g} Q \gamma.$$

Dagegen fängt aber auch die Wirkung des Wassers durch sein Gewicht nicht erst in O an, sondern beginnt gleichzeitig mit dem Eintritte des Stoßes und erreicht in O ihr Maximum, wenn man daher diese Leistung oder den wasserhaltenden Bogen erst von O zu messen anfängt, so erhält man einen zu kleinen Werth. Da es sich nun blos um eine kleine Fallhöhe handelt, und das Wasser bei seiner wirbelnden Bewegung in der Zelle ohnedies nicht mit seiner vollen Kraft wirkt, so wird man die Gesammtleistung des Wasserrades nicht nur bequem, sondern auch ziemlich scharf bestimmen, wenn man die Stoßleistung des Wassers

$$L_1 = \frac{(c_1 \cos \alpha_1 - v_1) v_1}{g} Q \gamma$$

setzt und zugleich annimmt, daß die Druck- oder Gewichtsleistung desselben erst in O beginnt. Ist dann h_2 die Höhe des wasserhaltenden Bogens von O bis mittlere Austrittsstelle des Wassers gemessen, so hat man die Druckleistung des Rades

$$L_2 = h_2 . Q \gamma$$

und daher die Gesammtleistung desselben

$$L = L_1 + L_2 = \left[\frac{(c_1 \cos \alpha_1 - v_1) v_1}{g} + h_2\right] Q \gamma.$$

Die oben entwickelten Formeln für t, x u. s. w. gelten auch dann noch, wenn, wie bei großen Umdrehungszahlen ($u > 6$), die Wasserspiegel in den Radzellen nicht mehr als horizontale Ebenen angesehen werden können, sondern als cylindrische Flächen betrachtet werden müssen; denn es erleidet dadurch nur die als constant zu behandelnde Tiefe a eine Aenderung.

Beispiel. Ein oberschlägiges Wasserrad von 30 Fuß Höhe soll mit $7\frac{1}{2}$ Fuß Geschwindigkeit umlaufen, und das Wasser in einem Punkte A aufnehmen, welcher 15 Grad vom Scheitel entfernt ist, ferner soll das Wasser mit der Geschwindigkeit $c = 2 v = 15$ Fuß und zwar so zugeführt werden, daß dessen Richtung mit dem Radumfang in A einen Winkel von 10 Grad einschließt. Endlich sei die Kranzbreite dieses Rades $d = 1$ Fuß, die Anzahl der Schaufeln desselben $n = 72$, und der Füllungscoefficient $\varepsilon = \frac{1}{4}$.

Bezeichnet e die Radweite, so ist das Aufschlagquantum pro Secunde:

$$Q = \varepsilon . d e v,$$

und folglich der Bogen des Radumfanges, welchen das eintretende Wasser einnimmt,

$$b = \frac{Q}{c e \sin \alpha} = \frac{\varepsilon d e v}{c e \sin \alpha} = \frac{\varepsilon d v}{c \sin \alpha} = \frac{\varepsilon d}{2 \sin \alpha} = \frac{d}{8 \sin 10^0}$$
$$= \frac{1}{8 . 0{,}1736} = \frac{0{,}1250}{0{,}1736} = 0{,}72 \text{ Fuß},$$

während der Bogen, welchen eine Radzelle einnimmt,

$$b_1 = \frac{2 \pi a}{n} = \frac{3{,}1416 . 30}{72} = \frac{3{,}1416 . 5}{12} = 1{,}31 \text{ Fuß}$$

beträgt.

Damit das Wasser ungehindert eintrete und erst im Innern der Zellen zum Stoße gelange, muß sich das äußere Schaufelende unter einem Winkel von

$$\beta = 2 \alpha = 20 \text{ Grad}$$

an den äußeren Radumfang anschließen, und es ist dann die relative Eintrittsgeschwindigkeit

$$w = v = 7{,}5 \text{ Fuß}.$$

Die absolute Eintrittsgeschwindigkeit $c = 2 v$ erfordert zu ihrer Erzeugung ein Gefälle

$$h_1 = \frac{c^2}{2 g} = 0{,}016 . 15^2 = 0{,}016 . 225 = 3{,}60 \text{ Fuß},$$

wofür der Sicherheit wegen $1,1 . h_1 = 3,96$ Fuß gesetzt werden möge.

Die Neigung des Wasserstrahles gegen den Horizont beim Eintritte ist

$$\nu = 15^0 + 10^0 = 25^0,$$

folglich der horizontale Component der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit

$$c \cos \nu = 15 \cos 25^0 = 15 . 0,9063 = 13,594 \text{ Fuß},$$

und der verticale Component derselben

$$c \sin \nu = 15 \sin 25^0 = 15 . 0,4226 = 6,339 \text{ Fuß}.$$

Nimmt man ferner die mittlere Neigung der Bewegungsrichtung der Schaufel beim Durchlaufen des Weges AA_1 $\vartheta = 20$ Grad an, so erhält man den verticalen Componenten der Geschwindigkeit der Schaufel AB, indem sie nach $A_1 B_1$ rückt

$$v \sin \vartheta = 7,5 \sin 20^0 = 7,5 . 0,342 = 2,565 \text{ Fuß und}$$

$$c \sin \nu - v \sin \vartheta = 6,339 - 2,565 = 3,774 \text{ Fuß, so wie}$$

$$(c \sin \nu - v \sin \vartheta)^2 = 3,774^2 = 14,243.$$

Ist nun noch die Tiefe der Oberfläche des Wassers in der gefüllten Zelle unter dem äußersten Ende A_1 der hinteren Schaufel derselben,

$$a = 1,5 \text{ Fuß und folglich}$$

$$2 g a = 62,5 . 1,5 = 93,75 \text{ Fuß},$$

so ergiebt sich die Zeit während der Schaufelfüllung:

$$t = \frac{-(c \sin \nu - v \sin \vartheta) + \sqrt{2 g a + (c \sin \nu - v \sin \vartheta)^2}}{g}$$

$$= \frac{-3,774 + \sqrt{93,75 + 14,24}}{31,25} = \frac{-3,774 + 10,392}{31,25}$$

$$= 0,032 . 6,618 = 0,2118 \text{ Secunden};$$

folglich die Abscisse AM des letzten Stoßpunktes O:

$$x = a + v t \sin \vartheta = 1,5 + 2,565 . 0,2118 = 2,043 \text{ Fuß},$$

und die Ordinate desselben:

$$y = c \cos \nu . t = 13,594 . 0,2118 = 2,870 \text{ Fuß}.$$

Der verticale Component des einfallenden Wassers in O ist nun

$$c \sin \nu + g t = 6,339 + 31,25 . 0,2118$$

$$= 6,339 + 6,618 = 12,957 \text{ Fuß},$$

folglich für den Neigungswinkel ν_1 des Wasserstrahles in O:

$$\tang \nu_1 = \frac{c \sin \nu + g t}{c \cos \nu} = \frac{12,957}{13,594},$$

$$\log \tang \nu_1 = 0,97902 - 1, \text{ folglich}$$

$$\nu_1 = 43^0, 37'.$$

Ist die Neigung der Bewegungsrichtung des Rades in O:

$$\vartheta_1 = 27^0, 30',$$

so folgt der Winkel, um welchen in O die Bewegungsrichtung des einfallenden Wassers von der des umlaufenden Rades abweicht:

$$\alpha_1 = \nu_1 - \vartheta_1 = 16^0, 7';$$

und es ist die Größe der absoluten Geschwindigkeit des einfallenden Wassers in O:

$$c = \frac{c \cos \nu}{\cos \nu_1} = \frac{13,598}{0,7240} = 18,78 \text{ Fuß}.$$

Ist endlich die Radgeschwindigkeit in O, 7,15 Fuß, so folgt die Leistung des Wassers durch Stoß

$$\frac{(c_1 \cos \alpha_1 - v_1) v_1}{g} Q\gamma = 0,032 (18,04 - 7,15) . 7,15 Q\gamma$$

$$= 2,49 . Q\gamma,$$

und beträgt das Druckgefälle oder die Höhe des wasserhaltenden Bogens: $h_2 = 24$ Fuß, so folgt die totale Radleistung

$$L = (2,49 + 24) Q\gamma = 26.49 Q\gamma \text{ Fußpfund},$$

z. B. für $Q = 6$ Cubikfuß, $L = 26,49 . 6 . 66 = 10490$ Fußpfund $= 20,6$ Pferdekräfte.

Schließlich noch eine Berichtigung zu dem unmittelbar vorausgehenden, übrigens sehr interessanten Aufsatze (S. 89) des Herrn Professor Zeuner. Mit Unrecht behauptet Herr Zeuner, Seite 94 dieses Aufsatzes, Etwas gefunden zu haben, welches den in anderen Büchern ausgesprochenen Ansichten entgegengesetzt ist. Die gefundene größere Leistung oberschlägiger Wasserräder mit einer kleineren Anzahl von Schaufeln hat, bei den gemachten Voraussetzungen, nicht in der Verminderung der Schaufelzahl, sondern in der größeren Schaufeldeckung ihren Grund. Bei gleicher Schaufelung, d. i. bei gleicher Form und Größe der Schaufeln, ist, innerhalb gewisser Grenzen, die Leistung eines oberschlägigen Rades mit mehr Schaufeln gewiß größer als die eines solchen Rades mit einer kleineren Schaufelzahl.

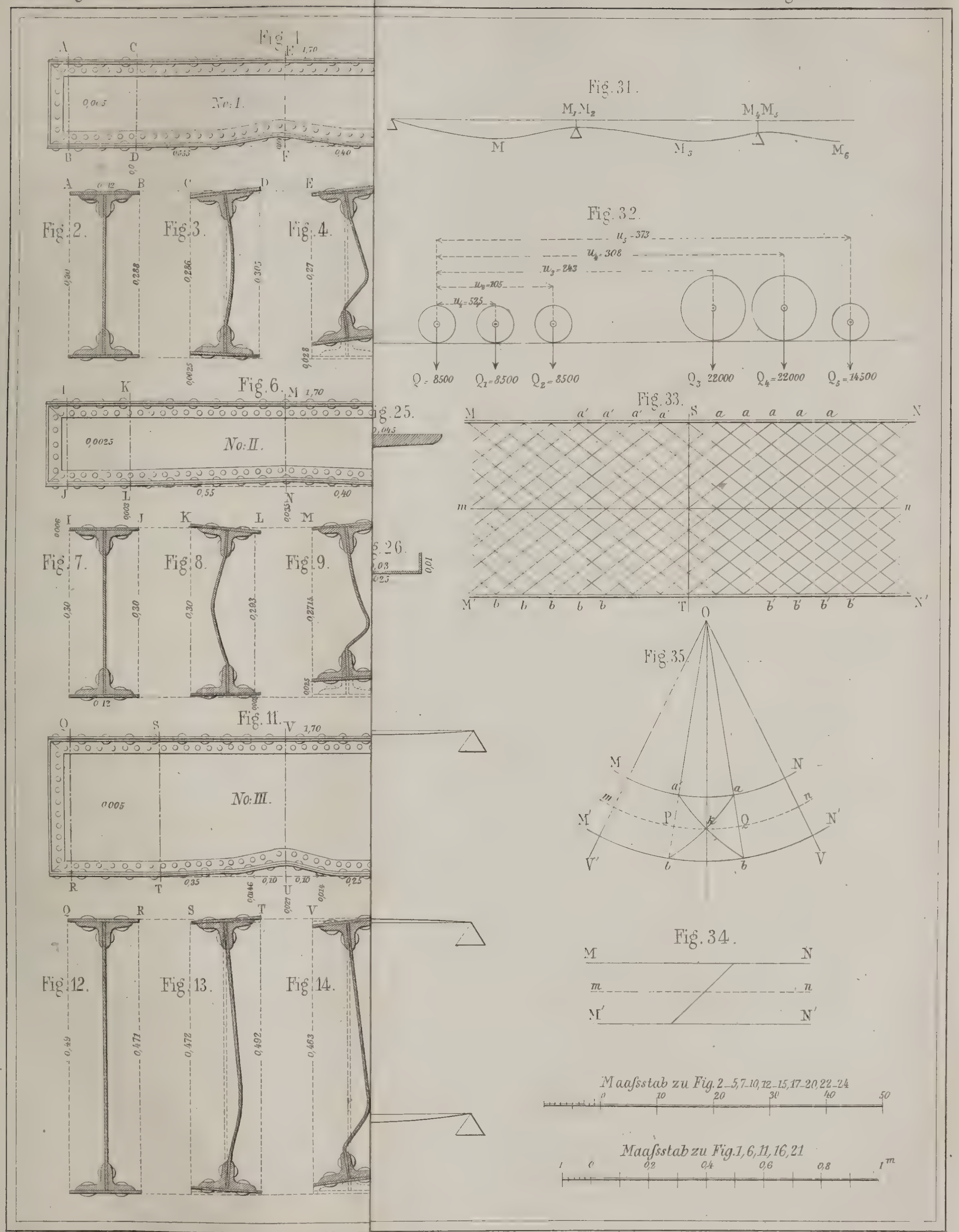
Versuche über die Festigkeit blecherner Träger.

Von

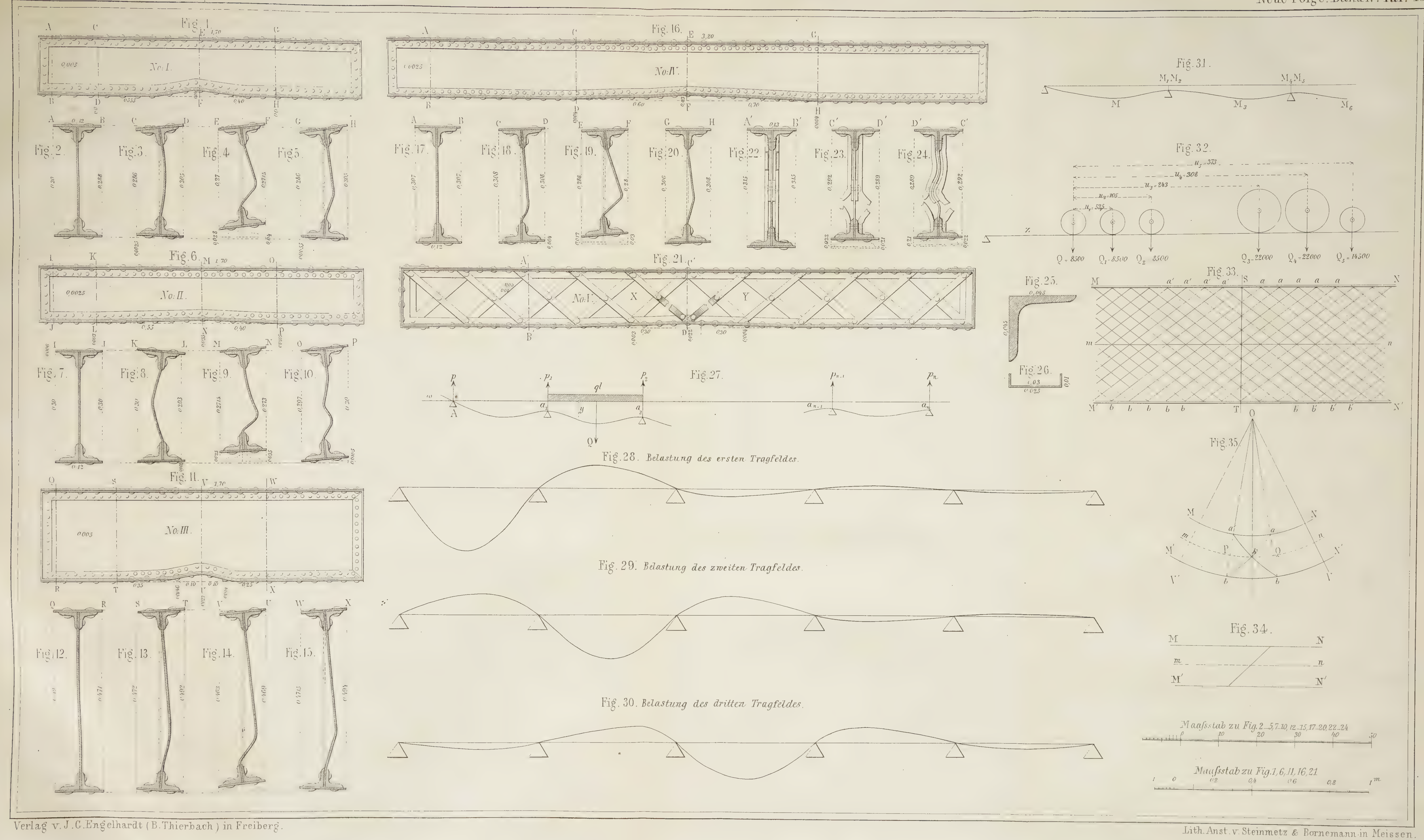
Houbotte.

(Hierzu Tafel 13, Figur 1 bis 26.)

Mehrere projectirte eiserne Brücken riefen im Jahre 1854 in Belgien die Ausführung von speciellen Versuchen ins Leben über die Widerstandsfähigkeit blecherner Träger und den Einfluß der Mittelrippe auf dieselbe. Die „Ann. des trav. publ. de Belg." auf 1856 bis 1857 bringen hierüber eine Relation des Ingenieurs Houbotte, welcher diese Versuche ausgeführt hat, und aus diesen entlehnen wir Folgendes.



Verlag v. J. C. Engelhardt (B. Thierbach) in Frei Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag v. J. C. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Die fünf Versuchsbalken sind auf Tafel 13 in den Figuren 1, 6, 11, 16, 21 dargestellt, und man ersieht hieraus, daß die drei ersten eine totale Länge von 1,7 Meter besaßen, wovon bei den Festigkeitsversuchen 1,5 Meter freie Länge benutzt wurde. Der vierte Balken hat 3,2 Meter Länge und lag auf 3 Meter Länge frei. Der fünfte Balken ist so lang und hoch wie der vorige, aber als Gitterbalken construirt. Die Höhe ist bei den Balken Nr. I, II, IV und V gleich, dagegen hat die Mittelrippe verschiedene Stärken. Die Balken II und IV zeigen den Einfluß verschiedener Länge bei gleicher Stärke und Höhe der Mittelrippe, die Balken I und II den Einfluß der verschiedenen Stärke der Mittelrippe bei gleicher Höhe und Länge, die Balken I und III den Einfluß der verschiedenen Höhe der Mittelrippe bei gleicher Stärke und Länge, endlich die Balken IV und V den Einfluß der verschiedenen Construction der Mittelrippe (als Blechbalken oder als Gitterbalken) bei sonst gleichen Dimensionen und gleichem Gewicht der Mittelrippe.

Der Festigkeitsapparat bestand in einer Schnellwage; die Balken wurden an den Enden festgehalten und in der Mitte durch den kurzen Arm des Wagebalkens nach aufwärts gebogen. An diesen drei Punkten erfolgte der Angriff durch cylindrische Walzen. Der Kraftarm des Wagebalkens war 25 mal so lang, als der Lastarm. Die Einbiegungen wurden an einem Vernier bis auf Zehntel-Millimeter abgelesen und man war durch die Aufstellung dieses Apparates gesichert gegen etwaige Irrungen durch die Veränderung der Lage der Befestigungspunkte an den Enden.

Die meisten Versuche wurden doppelt gemacht, nämlich so, daß die Belastung nur kurze Zeit (fünf Minuten) und so, daß sie längere Zeit (24 Stunden bis mehrere Tage) dauerte. Nach der Abnahme der Gewichte wurden auch die etwa zurückgebliebenen permanenten Einbiegungen beobachtet. Wegen der großen Zahl der angestellten Versuche geben wir in nachstehender Tabelle nur einen Auszug aus den in unserer Quelle enthaltenen Tabellen und lassen die Beobachtungen mit kurzen Zeiten ganz weg.

Tabelle I.

Belastungen im Mittel in Kilogrammen	Nr. I.		Nr. II.		Nr. III.		Nr. IV.		Nr. V.		Bemerkungen.
	Einbiegungen im Mittel in Millimetern										
	totale	perm.	totale	perm.	totale	perm.	totale	perm.	totale	perm.	
500	0,1	—									Die Versuche am Träger Nr. I wurden von Ende Februar bis Mitte Mai 1854, diejenigen am Träger Nr. II im Februar 1855, die Versuche am Träger Nr. III vom 13. bis 30. Januar 1855, diejenigen am Träger Nr. IV vom 27. Februar bis zum 9. März 1855 und diejenigen am Träger Nr. V in der Zeit vom 17. Oct. bis zum 7. November 1855 ausgeführt. Die Gewichte der Träger betrugen bei Nr. I 87 Kilogramme „ II 59 „ „ III 97 „ „ IV 122 „ „ V 112 „ Der Bruch erfolgte bei Nr. I unter 27500 Kilogr. „ „ II „ 12500 „ „ „ III „ 24000 „ „ „ IV „ 10000 „ „ „ V „ 11125 „
1000	0,2	—									
1500	0,3	—									
2000	0,3	—			—	—					
2500	0,3	—			—	—	1,6	—	1,8	—	
3000	0,3	—	0,3	—	—	—	1,7	—	1,9	—	
3500	0,4	0,2	—	—	—	—	1,9	—	2,4	—	
4000	0,3	—	0,5	—	—	—	2,0	—	2,5	—	
4500	0,4	—	—	—	—	—	2,3	—	3,1	—	
5000	0,5	0,1	0,6	—	0,27	—	2,6	—	3,4	0,2	
6000	0,8	0,3	0,75	0,2	0,3	—	3,2	—	4,1	0,3	
7000	0,9	0,4	1,0	0,2	0,23	—	3,8	—	4,8	0,5	
8000	1,1	0,4	1,0	0,2	0,4	—	4,5	—	5,7	0,7	
9000	1,2	0,4	1,25	0,3	0,5	—	5,1	0,1	5,8		
10000	1,0	0,2	1,375	0,3	0,55	—			6,8		
11000	1,0	0,1	1,55	0,35	0,6	—			7,8		
12000	1,4	0,4	1,8	0,6	0,65	—					
13000	1,5	0,4			0,75	0,05					
14000	1,8	0,5			0,8	0,05					
15000	1,9	0,5			0,825	—					
16000	2,1	0,5			0,825	—					
17000	2,2	0,5			0,85	—					
18000	2,2	0,5			0,875	—					
19000	2,3	0,5			0,875	—					
20000	2,3	0,5			0,9	—					
21000	2,5	0,5			0,9	—					
22000	2,5	0,5			0,9	—					
23000	2,6	0,5			0,975	0,05					
24000	2,7	0,5									
25000	2,9	0,6									
26000	3,4	0,6									
27000	3,4	0,6									

Die den verschiedenen, auf Tafel 13 abgebilden Trägern beigesetzten Querschnitte zeigen die bei dem sogenannten Bruche beobachteten Verbiegungen, überhaupt geben die Coten das Nähere über diese Träger an.

Houbotte macht zunächst darauf aufmerksam, daß der Bruch (wenn man sich dieses uneigentlichen Ausdruckes bedienen will) bei allen Trägern auf dieselbe Weise erfolgte, nämlich durch eine Verbiegung der Mittelrippe und daher eine Einknickung der unteren Rippe im Mittel. Es ist dies auch ein neuer Beweis, daß der Widerstand des Schmiedeeisens gegen das Zerreißen größer ist, als gegen das Zerdrücken, denn bei dem angewendeten Apparate ist die obere Rippe der Dehnung, die untere der Pressung ausgesetzt. Bei den Balken mit stärkeren Mittelrippen ist nach Houbotte die Zerstörung geringer und auf eine nicht so große Länge des Balkens ausgedehnt, als bei solchen mit schwächerer Mittelrippe, auch verbreitet sie sich um so weiter, je länger und je höher der Balken ist. Dieser Ingenieur glaubt daher, daß der Widerstand der Mittelrippe durch eine Formel

$$P = A \frac{e^{\alpha}}{l^{\beta} h^{\gamma}}$$

auszudrücken sein werde, worin

e die Stärke dieser Rippe,
l ihre Länge,
h ihre Höhe,
A einen Erfahrungscoefficienten,
α, β, γ zu bestimmende Exponenten

bedeutet, und leitet aus den vier oben mitgetheilten Beobachtungen über das Bruchgewicht bei Blechträgern

für A den Werth 3700000
„ α „ „ 1
„ β „ „ $1/4$
„ γ „ „ $1/4$

ab, sodaß er für die Bruchbelastung den Ausdruck

$$Q = 3700000 \frac{e}{\sqrt[4]{lh}}$$

erhält, welcher sich den Versuchen so ziemlich anschließt, indem man hiernach berechnet:

für den Balken Nr. I Q = 25000
„ „ „ II Q = 12500
„ „ „ III Q = 21022
„ „ „ IV Q = 10511.

Der Versuch mit dem Gitterträger Nr. V sollte dazu dienen, zu untersuchen, ob diese Constructionsweise bei gleichem Gewichte auch gleichen Widerstand leiste. Das Netzwerk besteht übrigens, wie Fig. 21 bis 26 zeigt, aus zweierlei Stäben, nämlich glatten Zugeisen, welche nach oben convergiren (wenn der Druck nach oben wirkend gedacht wird) und ⊔-förmigen Streben (Figur 26), welche nach unten convergiren und auf ihre rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommen sind. Die ersteren sind zwischen den Winkeleisen vernietet, die letzteren sind an denselben Stellen paarweise äußerlich angelegt und durch dieselben Nieten an den Winkeleisen befestigt, übrigens aber auch an den Kreuzungsstellen mittelst eingelegter Bleche und Nieten verbunden. (Vergl. Figur 22. Figur 23 ist eine Ansicht nach X hin, Figur 24 die Ansicht in der Richtung nach Y.) Die Verbindung mit Bolzen, welche man anfänglich angewendet hatte, zeigte sich ganz unsolid; weil sie die Löcher nicht ganz ausfüllen, so entstehen alsdann viel stärkere Einbiegungen, als bei genieteten Gitterträgern.

Der Festigkeitsversuch mit dem Gitterträger Nr. V wäre für dieses System günstig, indem der Träger Nr. IV schon bei $^9/_{10}$ von der Belastung, welche den Träger Nr. V zerstörte, gebrochen ist. Houbotte bemerkt noch überdies, daß die ⊔-förmigen Streben nicht gut ausgeführt gewesen seien und daß daher der Gitterträger möglicherweise mehr gehalten haben würde, wäre dies der Fall gewesen.

Die vorstehende Relation Houbotte's ist in mehrfacher Beziehung unvollständig. Es ist z. B. darin stets nur von der Mittelrippe die Rede, während doch die Festigkeit dieser Träger sehr wesentlich durch die obere und untere Rippe und die Winkeleisen erhöht wird. Berechnet man nämlich nach den bekannten Formeln das Biegungsmoment der Querschnitte dieser Träger zuerst ohne und dann mit Berücksichtigung der horizontalen Rippen und Winkeleisen, so erhält man

für Träger Nr. I	W_0 = 0,00001125	W = 0,0000786
„ „ „ II	0,00000562	0,0000730
„ „ „ III	0,00004900	0,0002414
„ „ „ VI	0,00000602	0,0000770

und man sieht hieraus, daß die Mittelrippe nur den kleinsten Theil der Festigkeit abgiebt.

Wenn man nach der allgemeinen Formel:

$$a = \frac{P l^3}{48 W E}$$

(vgl. „Weisbach, Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", 3. Aufl., I, §. 205) die Einbiegungen im Mittel vergleicht, so ergiebt sich, daß dieselben für gleiche Belastungen bei diesen vier Trägern sich verhalten sollten, wie:

$$a_1 : a_2 : a_3 : a_4 = 1 : \frac{786}{730} : \frac{786}{2414} : \frac{8.786}{770}$$
$$= 1 : 1{,}077 : 0{,}326 : 8{,}166,$$

schreibt man aber aus der die Beobachtungen enthaltenden Tabelle die bei einer Belastung von 5000 Kilogrammen wirklich beobachteten Einbiegungen ab, so findet man:

$$a_1 : a_2 : a_3 : a_4 = 0{,}4 : 0{,}6 : 0{,}27 : 2{,}6$$
$$= 1 : 1{,}5 : 0{,}675 : 6{,}5,$$

und es ist hierbei namentlich auffallend, daß der Träger Nr. III sich so weit von der theoretisch zu erwartenden Durchbiegung entfernt. Allerdings zeigt dieser Träger überhaupt sehr bedeutende Anomalien, welche hier noch anzuführen sind. Die von uns in der Tabelle Nr. I angeführten Versuche weichen nämlich von früheren in der Zeit vom 23. November bis zum 14. December 1854 mit demselben Träger angestellten Versuchen sehr wesentlich ab. Wir schreiben nachstehend die hierüber gegebene tabellarische Uebersicht vollständig ab.

Tabelle II.

Beobachtungen am Träger Nr. III.

Datum und Beobachtungszeit	Belastung in Kilogrammen	Dauer des Versuches		Einbiegung in Millimetern	
		Stunden	Minuten	vor dem Entlasten	nach dem Entlasten
23. November 1854, 3 Uhr	2000		5	0,2	0,0
24. „ „ „ „	2000	24		0,2	0,0
24. „ „ „ „	3000		5	0,275	0,0
25. „ „ „ „	3000	24		0,4	0,0
25. „ „ „ „	4000		5	0,4	0,0
27. „ „ „ „	4000	48		0,7	0,5
27. „ „ „ „	5000		5	0,8	0,5
29. „ „ „ „	5000	48		0,7	0,4
29. „ „ „ „	6000		5	0,75	0,4
30. „ „ „ „	6000	24		1,0	0 7
30. „ „ „ „	7000		5	1,1	0,7
1. December „ „ „	7000	24		1,25	0,9
1. „ „ „ „	8000		5	1,4	1,0
2. „ „ „ „	8000	24		1,4	1,0
2. „ „ „ „	9000		5	1,5	1,0
4. „ „ „ „	9000	48		1,75	1,4
4. „ „ „ „	10000		5	1,9	1,4
5. „ „ „ „	10000	24		2,0	1,6
5. „ „ „ „	11000		5	2,1	1,6
6. „ „ „ „	11000	24		2,1	1,6
6. „ „ „ „	12000		5	2,15	1,65
8. „ „ „ „	12000	48		2,17	1,7
8. „ „ „ „	12500		5	2,2	1,75
13. „ „ „ „	12500	120		1,75	1,0
13. „ „ „ „	12500		5	1,7	1,0
14. „ „ „ „	12500	24		1,5	0,9
14. „ „ „ „	13000		5	1,55	0,9

Im Allgemeinen erkennt man aus dieser Tabelle, daß die Belastungen eine geringere Einbiegung bewirken, wenn sie nur kurze Zeit wirken, dagegen sind vom 8. bis 14. December ganz entgegengesetzte Resultate erhalten worden, was wohl nur durch die leider nicht näher angegebenen Witterungsverhältnisse erklärt werden kann. Vergleicht man aber diese Tabelle mit Spalte 6 und 7 in Tabelle I, so muß es auffallen, daß sich bei den früher gemachten Beobachtungen an demselben Träger größere Einbiegungen und bei geringeren Belastungen schon bleibende Einbiegungen zeigten, als bei den später wiederholten Versuchen. Man beobachtete nämlich die Einbiegungen:

Tabelle III.

Belastung in Kilogrammen	nach Tabelle II.			nach Tabelle I		
	totale	permanente	Differenz	totale	permanente	Differenz
5000	0,7	0,4	0,3	0,27	0,0	0,27
6000	1,0	0,7	0,3	0,3	0,0	0,3
7000	1,25	0,9	0,35	0,25	0,0	0,25
8000	1,4	1,0	0,4	0,4	0,0	0,4
9000	1,75	1,4	0,35	0,5	0,0	0,5
10000	2,0	1,6	0,4	0,55	0,0	0,55
11000	2,1	1,6	0,5	0,6	0,0	0,6
12000	2,17	1,7	0,47	0,65	0,0	0,65
12500	1,75	1,0	0,75			
13000	1,55	0,9	0,65	0,75	0,05	0,70

Die von uns beigefügte Differenzencolumne giebt aber für diese Erscheinung eine Erklärung, denn da die Differenzen zwischen den totalen und permanenten Einbiegungen ungefähr gleich sind, so ist wohl anzunehmen, daß bei den früheren Versuchen die einzelnen Theile des Balkens noch nicht ganz in ihre definitive Lage gekommen gewesen seien, was die sich schon bei niedrigeren Belastungen zeigenden permanenten Einbiegungen hervorgebracht hat. Zugleich ersieht man hieraus, daß man nur die Differenzen in Rechnung ziehen dürfe.

Um nun wieder zu der obigen Vergleichung der Einbiegungen zurückzukehren, so beweist dieselbe allerdings, daß die Stärke der Mittelrippe und die Höhe und Länge der Träger einen von der Theorie nicht erklärten Einfluß auf die Biegungs- und Festigkeitsverhältnisse derselben habe.

Was die Festigkeit speciell anlangt, so lehrt die Theorie die Bruchbelastung nach der Formel:

$$P = 4 \frac{WK}{el}$$

bestimmen, worin K den Festigkeitscoefficienten und e den Abstand der am meisten in Anspruch genommenen Fasern, also für Schmiedeeisen die halbe Höhe bedeutet. Hiernach müßten sich für die vier Blechbalken die Bruchbelastungen verhalten, wie

$$P_1 : P_2 : P_3 : P_4 = 1 : \frac{487}{524} : \frac{1058}{524} : \frac{502}{2.524}$$
$$= 1 : 0{,}93 : 2{,}01 : 0{,}48,$$

denn die Werthe von $\frac{W}{e}$ sind

für Träger Nr.	I	0,000524
„ „ „	II	0,000487
„ „ „	III	0,001058
„ „ „	IV	0,000502,

allein wenn man die wirklich beobachteten Bruchbelastungen vergleicht, so ergiebt sich das Verhältniß

$$P_1 : P_2 : P_3 : P_4 = 27500 : 12500 : 24000 : 10000$$
$$= 1 : 0{,}454 : 0{,}873 : 0{,}364,$$

was von der Theorie sehr weit abweicht.

Hierbei darf man nun allerdings nicht vergessen, daß die Zerdrückungen, von denen hier die Rede ist, weniger mit der Festigkeit, als mit der Stabilität zusammenhängen, denn der sogenante Bruch ist, wie die auf Tafel 13 neben dem Träger verzeichneten Profile zeigen, nichts weiter, als eine seitliche Verbiegung der Mittelrippe. Diese Verhältnisse scheinen einige Aehnlichkeit mit der rückwirkenden Festigkeit langer Säulen zu haben und man wird daher stets sehr wohl thun, die Blechträger durch angenietete Steifen gegen die seitliche Verbiegung zu schützen.

K. B

Biegungsverhältnisse der Gitterträger.

Von

G. A. de Clercq.

(Hierzu Tafel 13, Figur 33 bis 35.)

Wenn man sich ein festes Rahmenwerk MNM′N′, Figur 34, auf welchem eine gerade Linie ab gezogen ist, einer Kreisbiegung ausgesetzt denkt, so werden alle Normalen zu den beiden Rahmen MN, M′N′ nach der Biegung noch normal bleiben, also Radien zu dem Kreise sein, nach welchem das Rahmenwerk gebogen worden ist, und sie werden auch in ihrer Länge unverändert bleiben. In der Graden ab behalten also alle Punkte dieselben Abstände von den Kreisbögen MN und M′N′, Figur 35, die sie vor der Biegung hatten und die Gerade geht demnach in eine Curve über, deren Polargleichung sein wird:

$$dR = C d\alpha,$$

wenn R den Radius vector,
C eine zu bestimmeude Constante und
α den Winkel, welchen der Radius vector gegen eine gerade Linie macht,

bedeutet. Da der Coordinatenursprung im Krümmungsmittelpunkte des Systems MNM′N′ liegt, so erhält man unter der Bedingung, daß für $\alpha = 0$ auch $R = 0$ sein soll, durch Integration

$$R = C\alpha.$$

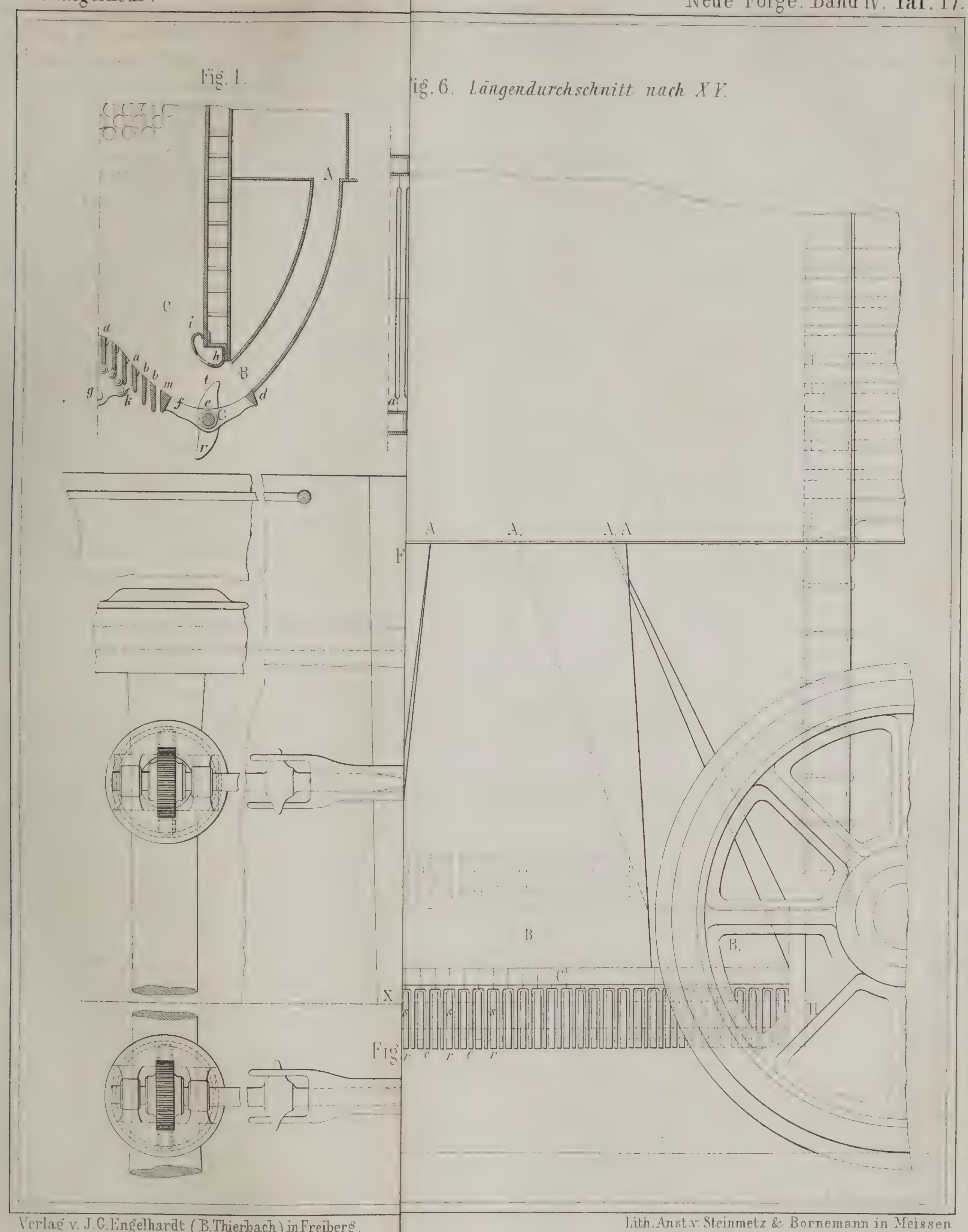
Bezeichnet man nun mit R_1 nnd R_2 die Radii vectores für die Punkte a und b und mit α_1 und α_2 die entsprechenden Winkel, so folgt:

$$R_1 = C\alpha_1, \quad R_2 = C\alpha_2, \quad R_2 - R_1 = C(\alpha_2 - \alpha_1),$$

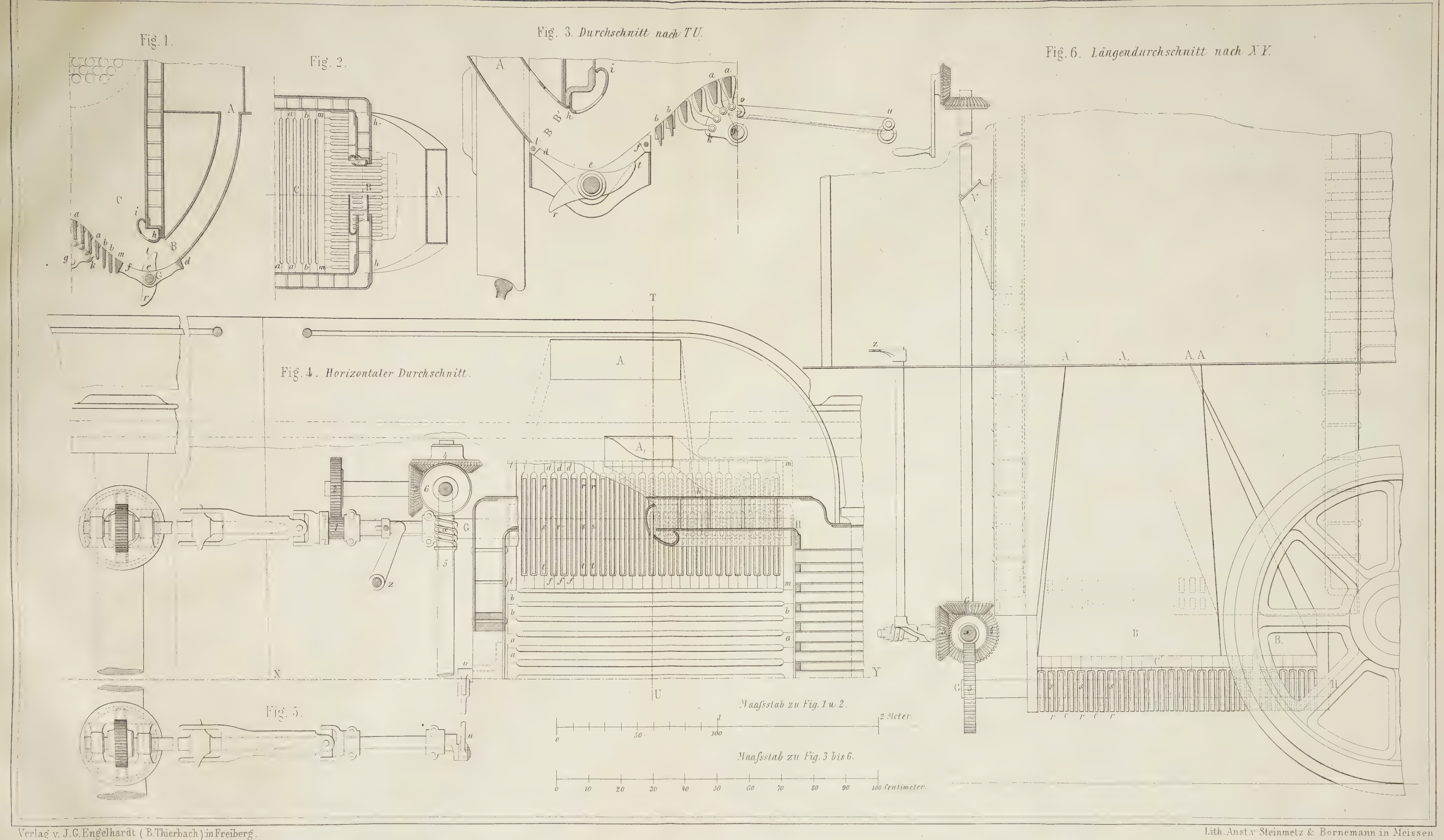
oder da $R_2 - R_1$ gleich der Höhe h des Rahmenstückes ist,

$$h = C(\alpha_2 - \alpha_1).$$

Bedenkt man ferner, daß die neutrale Are ihre Länge



Verlag v. J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen



Verlag v. J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen

in Folge der Biegung nicht verändert, so muß die Länge des Bogens PQ der Horizontalprojection b der Geraden ab aus Figur 34 gleich sein und ist r der Krümmungshalbmesser für die neutrale Axe, so folgt:

$$\alpha_2 - \alpha_1 = \frac{b}{r}, \text{ also } C = \frac{hr}{b} \text{ und } R = \frac{hr}{b}\alpha.$$

Für $R = r$ erhält man $A = \frac{b}{h}$, was den Winkel A, welchen der Radius Ok mit der festen Geraden bildet, und sonach die Lage der Geraden OV bestimmt, von welchen ab die Winkel α zu zählen sind.

Weil aber

$$A = \frac{\alpha_2 + \alpha_1}{2} \text{ ist, so folgt:}$$

$$\alpha_2 + \alpha_1 = 2\frac{b}{h} \text{ und nimmt man hierzu}$$

$$\alpha_1 - \alpha_2 = \frac{b}{r},$$

so bestimmen sich die Winkel α_2 und α_1, nämlich:

$$\alpha_2 = b\left(\frac{1}{h} + \frac{1}{2r}\right), \quad \alpha_1 = b\left(\frac{1}{h} - \frac{1}{2r}\right).$$

Die Curve ab ist also eine Archimedische Spirale, für welche alle Elemente bekannt sind.*)

Für ein Element ds dieser Curve hat man den Ausdruck:

$$ds^2 = dR^2 + R^2 d\alpha^2 \text{ oder } ds = dR\sqrt{1 + \alpha^2}.$$

Wenn der Radius vector von R auf $R_1 = \frac{hr}{b}\alpha_1$ übergeht, so erfährt das Element ds eine relative Längenveränderung

$$\frac{ds - ds_1}{ds} = \frac{\sqrt{1+\alpha^2} - \sqrt{1+\alpha_1^2}}{\sqrt{1+\alpha^2}} = 1 - \sqrt{\frac{1+\alpha_1^2}{1+\alpha^2}},$$

oder, wenn man diese Längenveränderung für den Fall haben will, wo eine Gerade in eine Curve vom Radius R_1 übergeht, so hat man

$$\frac{ds - ds_1}{ds} = 1 - \sqrt{\frac{1 + a_1^2}{1 + \left(\frac{b}{h}\right)^2}}$$

$$= 1 - \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{b}{h}\right)^2 \left(\frac{R}{r}\right)^2}{1 + \left(\frac{b}{h}\right)^2}},$$

denn für diesen Fall ist gleichzeitig R_1 und $r = \infty$ zu setzen, folglich ist $\alpha = \frac{b}{h}$. Man sieht hieraus, daß für $R = r$, d. h. für die neutrale Axe die Längenveränderung $= 0$ ist, und daß sie für $R < r$ positiv und für den kleinsten Werth von R, nämlich $R = r - \frac{h}{2}$ am größten wird, nämlich:

$$1 - \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{b}{h}\right)^2 \left(1 - \frac{h}{2r}\right)^2}{1 + \left(\frac{b}{h}\right)^2}}.$$

Für $R > r$ wird die Längenveränderung negativ und hat ihren größten Werth für $R = r + \frac{h}{2}$ nämlich:

$$-\left[1 - \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{b}{h}\right)^2 \left(1 + \frac{h}{2r}\right)^2}{1 + \left(\frac{b}{h}\right)^2}}\right],$$

und dieser Werth (welcher der Ausdehnung entspricht) ist stets größer, als der zuerst angeführte, der Zusammendrückung entsprechende Werth, sodaß der Totaleffect der Biegung eine Verlängerung der Linie ab ist.

Man kann weiter den Krümmungsradius ϱ der Curve ab bestimmen. Denn man hat für Polarcoordinaten

$$\varrho = \frac{\left[R^2 + \left(\frac{dR}{d\alpha}\right)^2\right]^{3/2}}{R^2 + 2\left(\frac{dR}{d\alpha}\right)^2 - R\frac{d^2R}{d\alpha^2}},$$

und wenn man hierein die aus der Gleichung der Curve abgeleiteten Werthe von $\frac{dR}{d\alpha}$ und $\frac{d^2R}{d\alpha^2}$ substituirt, so folgt

$$\varrho = \frac{\left[R^2 + \left(\frac{hr}{b}\right)^2\right]^{3/2}}{R^2 + 2\left(\frac{hr}{b}\right)^2},$$

woraus hervorgeht, daß der Krümmungsradius mit R abnimmt, also im Punkte a am kleinsten ist.

Bezeichnet endlich β den Winkel, welchen die Tangente an die Curve mit dem Radius vector des Berührungspunktes einschließt, so erhält man:

$$\tang\beta = \frac{R}{\frac{dR}{d\alpha}} = \frac{bR}{hr}.$$

Nun ist allerdings bei Gitterbalken die Biegungscurve kein Kreisbogen, doch verändert sich deshalb die Curve der Strebe ab nur insoweit als der Mittelpunkt der Coordinaten der Archimedischen Spirale nach der Evolute der Curve MNM'N' fortrückt, und man sieht leicht, daß für jeden Punkt der neuen Curve die nach dem zugehörigen Krümmungsradius der neutralen Axe mn bestimmte Spirale eine Berührung vom zweiten Grade mit der Curve ab haben wird. Man kann folglich die vorstehenden Formeln für das Element der Curve, den Krümmungshalbmesser und den Winkel β ohne Weiteres anwenden, wenn man für r den passenden Werth einführt.

---

*) Dasselbe Resultat hat Herr Wöhler in der „Zeitschrift für Bauwesen", Jahrg. 1855, S. 150, gefunden. D. Red.

Hat man nun ein System von sich schneidenden Graden ab und a′b′ (Figur 33), so sind für jeden Kreuzungspunkt die vorstehend aufgeführten Elemente dieselben. Aus der Gleichung

$$\operatorname{tang}\beta = \frac{b}{h}\frac{R}{r}$$

folgt, daß für R = r, d. h. für die neutrale Axe mn, $\operatorname{tang}\beta = \frac{h}{b}$ wird, daß also der Winkel, welchen die Geraden vor der Biegung mit einander bildeten, nach der Biegung nicht verändert worden ist, wohingegen derselbe oberhalb der neutralen Axe verkleinert, unterhalb derselben vergrößert wird.

In den Punkten S und T, wo sich die ab und a′b′ berühren, gelten dieselben Verhältnisse, wie in den Punkten a, b bei der kreisförmigen Biegung, und man hat daher die relative Verkürzung in S

$$1 - \sqrt{\frac{1+\left(\frac{b}{h}\right)^2\left(1-\frac{h}{2r}\right)^2}{1+\left(\frac{b}{h}\right)^2}},$$

und die relative Ausdehnung in T

$$\sqrt{\frac{1+\left(\frac{b}{h}\right)^2\left(1+\frac{h}{2r}\right)^2}{1+\left(\frac{b}{h}\right)^2}} - 1;$$

ferner den Krümmungsradius der Curven ab und a′b′ in S

$$\varrho = \frac{\left[\left(r-\frac{h}{2}\right)^2 + \left(\frac{hr}{b}\right)^2\right]^{3/2}}{\left(r-\frac{h}{2}\right)^2 + 2\left(\frac{hr}{b}\right)^2},$$

und denjenigen in T

$$\varrho = \frac{\left[\left(r+\frac{h}{2}\right)^2 + \left(\frac{hr}{b}\right)^2\right]^{3/2}}{\left(r+\frac{h}{2}\right)^2 + 2\left(\frac{hr}{b}\right)^2}.$$

Wenn nun μ die größte Längenveränderung in der oberen Gurtung pro Einheit bedeutet, so hat man bekanntlich

$$\mu = \frac{h}{2r} \text{ oder } r = \frac{h}{2\mu},$$

also ist für den Punkt T

$$R = r + \frac{h}{2} = \frac{h}{2\mu}(1+\mu),$$

und wenn man diese Werthe in den Ausdruck $\frac{ds - ds_1}{ds}$ substituirt und die größte zulässige Ausdehnung $\mu = 0{,}0006$ annimmt, so folgt für einen Gitterträger mit Stäben, welche sich unter 45° schneiden, wo also b = h ist, die Ausdehnung im Punkte T

$$\frac{ds - ds_1}{ds} = -0{,}00030013,$$

und die Zusammendrückung im Punkte S

$$\frac{ds - ds_1}{ds} = +0{,}00029996,$$

und es zeigt sich, daß die Inanspruchnahme der Gitterstäbe nur ungefähr halb so groß ist, als diejenige der Gurtungen, und daß man also bei vollkommen fester Verbindung aller Theile die Inanspruchnahme der Gitterstäbe nicht besonders zu berücksichtigen braucht, wenn diejenige der Gurtungen gehörig berücksichtigt worden ist.*)

---

*) Es ist interessant, die hier gegebene Theorie an dem im vorigen Aufsatze, S. 98, aufgeführten Gitterträger zu prüfen. Nach Tabelle I, S. 99, ist dieser Träger unter einer Einbiegung von ungefähr 0,007 Meter gebrochen, und zwar durch Zerdrückung der Gitterstäbe. Nun kann man aus der Einbiegung in der Mitte δ und der Länge l eines Balkens seinen Krümmungshalbmesser r in der Mitte durch die Formel

$$r = \frac{l^2}{12\,\delta}$$

bestimmen, und setzt man diesen Ausdruck in die Formel für die Verkürzung der Gitterstäbe ein, so folgt:

$$\frac{ds - ds_1}{ds} = 1 - \sqrt{\frac{1+\left(\frac{b}{h}\right)^2\left(1-\frac{6h\delta}{l^2}\right)^2}{1+\left(\frac{b}{h}\right)^2}},$$

und weil hier b = h ist,

$$\frac{ds - ds_1}{ds} = 1 - \sqrt{\frac{1+\left(1-\frac{6h\delta}{l^2}\right)^2}{2}}$$

wofür man wegen der Kleinheit von $\frac{6h\delta}{l^2}$ setzen kann

$$\frac{ds - ds_1}{ds} = 1 - \sqrt{\frac{1+1-\frac{12h\delta}{l^2}}{2}} = \frac{3h\delta}{l^2} = \frac{3 \cdot 0{,}315 \cdot 0{,}007}{3^2}$$

$$= 0{,}000735.$$

Diese Zusammendrückung entspricht nach den Hodgkinson'schen Versuchen an Stäben von 6,77 Quadratcentimeter Querschnitt ungefähr einer Pressung von 12 Kilogrammen pro Quadratcentimeter oder ⅔ der Bruchbelastung, und es würde daher an dem besprochenen Gitterträger wohl kaum ein Bruch erfolgt sein, wäre die Verbindung vollkommen steif gewesen.

Die Zusammendrückung der Gurtung ergiebt sich gleichzeitig durch die Formel

$$\mu = \frac{6h\delta}{l^2} = 0{,}00147,$$

also doppelt so groß, und dieser Zusammendrückung entspricht eine Last von 21,5 Kilogrammen pro Quadratcentimeter, während nach Hodgkinson ein Nachgeben des Schmiedeeisens schon bei 19 Kilogrammen einzutreten pflegt.

Uebrigens ist wohl auch der Umstand, daß der belastete Gitterträger bereits bei 5000 Kilogrammen Belastung eine permanente Einbiegung von 0,2 Millimeter zeigte, ein Zeichen, daß die Verbindung nicht steif genug gewesen ist, was man noch deutlicher erkennt, wenn man die Einbiegungen graphisch verzeichnet. Die Einbiegung von

Drückt man ebenso den kleinsten Krümmungsradius als Function von μ aus, so folgt

$$\varrho = \frac{h}{2\mu} \frac{\left[(1-\mu)^2 + 1\right]^{3/2}}{(1-\mu)^2 + 2} = 0{,}94 \frac{h}{2\mu} = 0{,}94\,r,$$

woraus hervorgeht, daß die Krümmung der Stäbe nur sehr wenig größer ist, als diejenige der Gurtungen und daß die dieser Krümmung entsprechende Inanspruchnahme gewöhnlich gegen die aus der Verlängerung der mittleren Faser hervorgehenden Inanspruchnahme vernachlässigt werden kann.

Wenn also die Verbindung eine solide ist, so werden in der Regel die Gitterstäbe Widerstand genug leisten, sofern nur die Stärken der Gurtungen passend bestimmt worden sind; es fragt sich aber, was daraus hervorgeht, wenn diese Verbindung nicht solid genug ist, wenn z. B. die Normalen zu den Gurtungen MN und M′N′ zwar normal bleiben, aber ihre Länge verändern.

Sei in diesem Falle h_1 die Höhe, R_1 der Radius vector der Spirale und r_1 der Krümmungshalbmesser der neutralen Axe, sei ferner, wie vorher, b = h und

$$\mu_1 = \frac{b_1}{2\,r_1} = 0{,}0006$$

und für den Punkt T

$$R_1 = \frac{h_1}{2\,\mu_1}(1+\mu_1)$$

für den Punkt S aber

$$R_1 = \frac{h_1}{2\,\mu_1}(1-\mu_1),$$

so folgt für den Punkt T

$$\frac{ds - ds_1}{ds} = 1 - \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{h}{h_1}\right)^2 (1+\mu_1)^2}{2}}.$$

Dieser Ausdruck wird = —0,0006 (d. h. doppelt so groß, als bei fester Verbindung aller Theile) für

$$\frac{h}{h_1} = 1{,}00054$$

und dies zeigt, wie gering die Verminderung der Höhe nur zu sein braucht, um die Inanspruchnahme der Stäbe aufs Doppelte zu steigern, und daß bereits eine Verminderung der Höhe um 0,054 Procent gefährlich werde.

Man bestärkt hierdurch die Ueberzeugung von der Nothwendigkeit einer möglichst soliden Absteifung zwischen den beiden Gurtungen, und dieselben Betrachtungen sind auch auf die Blechbalkenträger anwendbar, weshalb auch hier von Zeit zu Zeit Verstärkungsrippen zwischen den oberen und unteren Rippen anzubringen sind.

Ann. d. trav. publ. de Belg., XV.

Ueber Brennmaterialersparniß.

Von

E. Bède.

(Fortsetzung von Seite 40.)

(Hierzu Tafel 16.)

Die Feuerungen und die den Zug befördernden Einrichtungen.

Einrichtung der Dampfkessel. — Der Dampfkessel ist im Allgemeinen ein geschlossenes Gefäß, welches das zu verdampfende Wasser enthält und in einem Ofen liegt, worin Brennmaterial verbrannt wird, um das Wasser zur Verdampfung zu bringen. Meist wird der Kessel nicht nur durch die strahlende Wärme, sondern auch durch die heißen Gase, die Flamme und den Rauch erhitzt, nur seltener, z. B. bei Benutzung verloren gehender Wärme, fehlt die Heizung durch die strahlende Wärme. Im Ofen hat man im Allgemeinen den Feuerraum, wo die Verbrennung erfolgt, und die Züge, das sind Canäle, durch welche die Producte der Verbrennung abziehen, zu unterscheiden; ebenso ist am Kessel die directe Heizfläche, d. h. die im Feuerraum liegende, von der strahlenden Wärme und der Flamme bestrichene Oberfläche des Kessels, und die indirecte Heizfläche, welche nur von den Verbrennungsproducten umspielt wird, zu unterscheiden. Meist giebt man aber nur die totale Heiz-

0,2 Millimeter verursacht übrigens eine Verminderung der Höhe um 0,000635, und da nach der Untersuchung von De Clercq bereits die Verminderung der Höhe um 0,00054 hinreicht, um die Inanspruchnahme der Gitterstäbe auf das Doppelte zu steigern, so ist es natürlich, daß der Bruch erfolgen mußte.

Im Allgemeinen kann man also wohl folgern, daß die Gitterstäbe so berechnet werden müssen, daß sie der Hälfte der in den Gurtungen herrschenden Spannung und Pressung zu widerstehen vermögen.

D. Red.

fläche an. — Man vermehrt die Heizfläche eines Kessels häufig durch Beigabe kleinerer Kessel, sogenannter Siederrohre, und durch Anbringung rückwärtsgehender Züge. Die Siederohre liegen theils über der Feuerung, theils unter derselben.

Die Züge endigen in einem zur Esse führenden Rauchcanale.

Dampfesse. — Die Bewegung der Luft in der Esse ist die Folge des aus der Temperaturverschiedenheit hervorgehenden Unterschiedes in der Dichtigkeit der inneren und äußeren Luft. Je höher die Esse und die darin enthaltene erwärmte Luftsäule ist, um so größer wird die Geschwindigkeit der Luft sein, doch wächst die Geschwindigkeit nach der Theorie nicht direct wie die Höhe, sondern nur im Verhältniß der Quadratwurzel,*) sodaß man die Höhe vervierfachen müßte, um den doppelten Zug zu erhalten. Allein man darf bei dieser Frage nicht vergessen, daß sie schwerlich je eine strenge Lösung gestatten wird, weil die Widerstände, z. B. der Widerstand, welchen die Luft beim Durchströmen des auf dem Roste liegenden Brennmaterials findet, keine genaue Berechnung zulassen. Peclet's Versuche und die Theorie zeigen indessen, daß manche Widerstände von viel geringerer Bedeutung sind, als man denken sollte; so wird bei einer 30 Meter hohen, 50 Centimeter weiten Esse die Geschwindigkeit durch eine Länge der Züge von 20 Meter nur um $^1/_6$ und durch weitere 20 Meter Züge nur noch um $^1/_{30}$ vermindert.

Das Volumen der ausströmenden Luft ist dem Product aus der Geschwindigkeit in den Querschnitt der Esse gleich, und multiplicirt man dieses Volumen mit dem Gewicht der Cubikeinheit Luft, so erhält man das Gewicht**) der ausströmenden Luft, welches als Maß des Zuges angesehen werden kann. Nun vermindert sich das Gewicht der Luft mit erhöhter Temperatur, während die Geschwindigkeit wächst, und man erhält, wenn man annimmt, daß bei 100° die Geschwindigkeit = 1 Meter wäre, bei 1 Quadratmeter Essenquerschnitt für eine Temperatur von

$t_1 = 100°$	1,00	Cubikmet.	oder	0,95	Kilogr.	ausströmende	Luft
200°	1,41	"	"	1,06	"	"	"
300°	1,73	"	"	1,07	"	"	"
400°	2,00	"	"	1,06	"	"	"
500°	2,24	"	"	1,03	"	"	"

woraus hervorgeht, daß der Zug wenig durch eine höhere Temperatur gewinnt, wogegen der Wärmeverlust sehr bedeutend ist.

Wenn nämlich die Luft im Feuerraume 1200° und beim Austritt aus der Esse 300° besitzt, wie es die Versuche und die Rechnung*) zeigen, so wird jedes Kilogramm Luft, welches durch den Rost tritt, 1200° Wärme aufnehmen und davon nur $^3/_4$ abtreten, während 25 Procent davon verloren geht; dagegen wird nur halb so viel Wärme verloren, wenn die Wärme des abziehenden Rauches nur 150° beträgt.

Man nimmt nun zwar allgemein an, daß zur Erzeugung eines genügenden Zuges die Temperatur des abziehenden Rauches 300° betragen müsse, allein ohne über diese Annahme klar zu sein. Denn bei einem 20 Meter hohen Schornstein würde bei 300° oder 150° Temperatur die Geschwindigkeit nach der Theorie resp. 20,76 oder 14,68 Meter betragen, und wenn sie erfahrungsmäßig mindestens 20 Procent davon beträgt, so wäre auf resp. 4,15 oder 2,94 Meter Geschwindigkeit zu rechnen, also auf eine sehr bedeutende, bei den gewöhnlichen Stubenöfen nicht zur Hälfte erreichte Geschwindigkeit. Man darf also wohl ohne Gefahr unzureichenden Zuges darnach trachten, die Temperatur des Rauches auf 150 bis 200 Grad zu reduciren.

Zur Dimensionirung der Dampfessen hat man verschiedene theoretische und praktische Regeln**) gegeben, wo

---

*) Die Formel lautet

$$v = 0{,}47 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\,h\,d}{13\,d + 0{,}05\,l}},$$

wenn t_1 die Temperatur des abziehenden Rauches, t die Temperatur der äußeren Luft, h die Höhe, d die mittlere Weite der Esse und l die Länge des ganzen vom abziehenden Rauche zurückzulegenden Weges bedeutet. Vergl. „der Ingenieur" von J. Weisbach.

**) Bezeichnet s den Querschnitt der Esse und γ das Gewicht von 1 Cubikmeter Luft, so hat man das Gewicht der ausströmenden Luft

$$Q = s \cdot v \cdot \gamma = \frac{1{,}3 \cdot s \cdot v}{1 + 0{,}00367\,t_1} \text{ Kilogr.}$$

Wenn man nun in der Formel für v die Temperatur t gegen t_1 und den Werth 0,05 l gegen 13 d vernachlässigt, also annähernd $v = m\sqrt{h t_1}$ schreibt, so folgt

$$Q = \frac{\alpha \cdot s\sqrt{h t_1}}{1 + 0{,}00367 \cdot t_1} = \frac{0{,}348 \cdot s\sqrt{h t_1}}{1 + 0{,}00367\,t_1} \text{ Kilogr.}$$

*) Die specifische Wärme der Luft ist $\frac{1}{4}$. Wenn nun das Luftvolumen V mit 0° eintritt, so erhitzt es sich bei der Verbrennung auf $T_1°$ und nimmt $1{,}3\,V \cdot \frac{T_1}{4}$ Calories auf. Zu 1 Kilogr. Steinkohle sind aber V = 18 Cubikmeter Luft nöthig, und die Steinkohle entwickelt 7500 Calorien, folglich hat man

$$T_1 = \frac{7500}{1{,}3\,V \cdot \frac{T_1}{4}} = 1282°.$$

**) Werden pro Stunde n Kilogramme Steinkohle verbrannt, und braucht 1 Kilogramm Steinkohle A Kilogramme Luft zur Verbrennung, so muß man nach der vorigen Note haben:

$$\frac{nA}{3600} = \frac{ms\sqrt{h t_1}}{1 + a t_1}.$$

Setzt man $t_1 = 300°$, A = 18 Cubikmeter, m = 0,268, so folgt die Näherungsformel $s = \frac{22 \cdot n}{\sqrt{h}}$ Quadratcentimet., wofür aber nach Peclet mit Rücksicht auf die Widerstände $s = \frac{80\,n}{\sqrt{h}}$ zu setzen ist. Montgol

von die einfachste diejenige von d'Arcet sein dürfte. Hiernach soll die Höhe 10 Meter und der Querschnitt 0,3 bis $^1/_3$ Quadratdecimeter pro Kilogramm stündlich verbrannter Steinkohle oder 1 Quadratdecimeter pro Pferdekraft betragen; bei größerer Höhe kann der Querschnitt im Verhältniß der Quadratwurzeln aus den Höhen reducirt werden.

Bède räth daher an, den Schornsteinen, soweit es locale Verhältnisse gestatten, nicht mehr als 10 bis 15 Meter Höhe zu geben, weil man dabei einen genügenden Zug mit ungleich geringeren Kosten erlangen könne. Der Querschnit von $^3/_{10}$ bis $^1/_3$ Quadratcentimeter ist für die obere Mündung zu nehmen. Die Form desselben ist an sich gleichgültig in Bezug auf den Zug; wenn der kreisförmige der gefälligste und mit dem geringsten Materialaufwand verbundene Querschnitt ist, so ist der quadratische der einfachste, und daher bezüglich der Maurerlöhne billiger. Im verticalen Durchschnitt müssen die Schornsteine pyramidal geformt sein und können innerlich 0 bis 18 Millimeter, äußerlich 24 bis 30 Millimeter Geläuft pro Meter erhalten. Feuerfeste Ziegel sind nur bei außerordentlich hohen Temperaturen nöthig. Bei Dampfessen aus Eisenblech, welche übrigens der Auskühlung wegen zu vermeiden sind, braucht man an der Spitze nur 4 Millimeter Blechstärke zu geben, muß aber pro Meter $^1/_4$ Millimeter Zuwachs geben. Sie bekommen äußerlich 10 Millimeter Geläuft und werden am Fuße gut verankert, brauchen aber weniger gute Fundamente als die Ziegelessen.

Ueber der Esse soll man an eisernen Stangen in einer Höhe, welche dem halben Durchmesser der Essenmündung gleich ist, eine gußeiserne horizontale Platte befestigen, welche dem Austritt des Rauches kein wesentliches Hinderniß bietet, dagegen den Regen abhält und gegen die Störungen durch Wind schützt. In letzterer Beziehung ist eine solche Platte weit wirksamer als die künstlichsten Vorrichtungen.

Anderweite Zugvorrichtungen. — Erwähnung verdienen noch die abwärts gekehrten Rauchcanäle, die Ventilatoren und Dampfstrahlen.

Die abwärts gewendeten Rauchcanäle gründen sich darauf, daß der abgekühlte Rauch eine größere Dichtigkeit, als die atmosphärische Luft besitzt. Läßt man den Rauch in einem heberförmigen Canale erst aufwärts steigen und dann in einen horizontalen Canal eintreten, in welchem er sich abkühlt, so wird er dann in einem verticalen Canale hinabsinken, weil er zum großen Theil aus Kohlensäure besteht, welche schwerer ist, als die atmosphärische Luft. Da man aber selten eine genügende Abkühlung der Gase erlangen kann (am besten ist es, wenn sie über einem Flusse ausströmen können), so ist der Zug weit schlechter, als bei gewöhnlichen Essen, z. B. wird der Rauch im absteigenden Canale bis auf 100° abgekühlt, während er vorn im aufsteigenden Theile des Canales 300° Wärme hatte, so kann der Theorie nach die Geschwindigkeit nur $^3/_4$ so groß sein, als wenn blos der aufsteigende Theil des Canales vorhanden wäre. Der horizontale Theil des Canales kann zum Erwärmen von Trockenkammern u. dergl. benutzt werden.

Ein zweites Mittel zur Beförderung des Zuges, die Dampfstrahlen, hat durch die Anwendung bei Locomotiven eine große Bedeutung erhalten. Dort erfüllt der Dampfstrahl den ganzen Schornstein und wirkt wie ein Kolben, welcher den Rauch hinausstößt, man kann ihn aber auch in weiteren Essen anwenden und selbst unter dem Roste ausströmen lassen, sodaß er entweder saugend oder blasend wirkt. Dampfstrahlen befördern den Zug sehr, doch fehlt es an genügenden Erfahrungen, um den ökonomischen Werth dieses Hilfsmittels beurtheilen zu können. Denn der Umstand, daß seine Anwendung bei den Locomotiven sehr kostspielig ist, erklärt sich durch die großen Widerstände in den Rauchröhren und die Engigkeit des Schornsteines, wodurch auf den Dampfkolben ein bis zu 30 Procent der Dampfspannung steigender Gegendruck veranlaßt wird, kann also über die Anwendbarkeit unter günstigeren Verhältnissen nicht entscheiden. Ueberdies ist ja die gewöhnliche Methode, den Zug zu erzeugen, ebenfalls mit großen Kosten verbunden, indem man einen ansehnlichen Theil der vom Brennmaterial entwickelten Wärme opfern muß.

Endlich hat man auch mechanische Hilfsmittel zur Beförderung des Zuges angewendet, und zwar Ventilatoren, welche durch ihre continuirliche Thätigkeit besser hierzu geeignet sind, als andere Gebläsemaschinen, aber leider einen sehr niedrigen Wirkungsgrad besitzen. Man kann die Ventilatoren sowohl als Sauger, als als Bläser anwenden; Ersteres paßt am besten für Dampfkesselfeuerungen, indem man den Ventilator nur vor den Rauchcanal, in welchem der Rauch schon stark abgekühlt anlangen muß, aufzustellen braucht; auch hat man diese Vorrichtung mit Vortheil angewendet. So wurde in dem Vigier-Bade in Paris der Rauch mittelst eines Ventilators durch ein von Wasser umgebenes Röhrensystem angesogen, und obgleich der Ventilator nur von einem Manne mit 40 Umgängen pro Minute bewegt wurde, so erzeugte er doch Zug genug, um stündlich 35 Kilogramme Holz (was etwa 42,5 Kilogr. Steinkohle gleich zu setzen ist) verbrennen zu können. Da nun eine Maschinenpferdekraft siebenmal so viel geleistet haben würde, so genügt hiernach 1 Pferdekraft, um den erforderlichen Zug zur Verbrennung von 300 Kilogrammen Steinkohle pro Stunde zu erzeugen, und da man zur Erzeugung von einer Pferdekraft bei guten Dampfmaschinen

fier hat die Regel $s = \frac{100\,n}{\sqrt{h}}$ gegeben und hiermit stimmt die Anweisung von d'Arcet überein.

3 Kilogr. Steinkohle braucht, so kann durch 3 Kilogr. Steinkohle mittelst des Ventilators Zug genug hervorgebracht werden, um 300 Kilogr. Steinkohle unter einem Kessel verbrennen zu können, und der Zug würde in diesem Falle nur 1 Procent des Brennmaterials kosten, während ihm bei den gewöhnlichen Dampfessen 25 Procent davon geopfert werden.

In noch größerem Maßstabe ist dieses System in einer Brauerei zu Louvain in Anwendung. Hier genügt ein Ventilator, welcher eine Betriebskraft von 6 Pferden, also 15 bis 20 Kilogr. Heizmaterial pro Stunde bedarf, zur Erzeugung des erforderlichen Zuges zur Verbrennung von 1000 Kilogr. Steinkohle pro Stunde, und während sonach der Ventilator $1\frac{1}{2}$ bis 2 Procent vom Brennmaterial consumirt, so würde eine gewöhnliche Dampfesse 250 Kilogramme oder 125 bis 160 mal so viel beansprucht haben.

Man begreift neben solchen Resultaten nicht, warum derartige Anlagen nicht viel häufiger gemacht worden sind, wenn man nicht dessen eingedenk ist, daß allerdings nicht überall Gelegenheit geboten ist, die Wärme des Rauches vollständig auszunutzen, und es muß daher zunächst hierauf das Augenmerk hingelenkt werden.

Feuerraum. — Der Feuerraum, welcher meist unter dem Kessel liegt, wird geschlossen am Boden durch den Rost, an den Seiten durch Mauerwerk, am hinteren Ende durch den Fuchs oder die Feuerbrücke, vorn durch die Thüre. Unter dem Roste liegt der zur Aufnahme der durch den Rost fallenden Asche und zur Einführung der Luft bestimmte Aschenraum. Der wichtigste Theil des Feuerraumes ist der Rost, ein aus guß- oder auch schmiedeeisernen Stäben gebildetes Gitter, dessen Zwischenräume meist den vierten Theil so weit sind, als die Breite der Stäbe. Die Summe dieser Zwischenräume, welche dann $\frac{1}{5}$ von der ganzen Rostfläche ausmacht, muß natürlich in einem bestimmten Verhältniß zum Querschnitt der Esse stehen, und wird gewöhnlich dem Essenquerschnitt gleich gemacht, sodaß die Rostfläche alsdann 5 mal so groß als der Essenquerschnitt ausfällt, worüber noch Näheres zu erörtern sein wird. Die gewöhnlichste Breite der Roststäbe ist 30 bis 35 Millimeter mit Zwischenräumen von 5 bis 10 Millimeter, doch wendet man auch häufig Stäbe von 20 bis 25 Millimeter Breite mit 5 Millimeter Abstand an und hört sogar noch schmälere Stäbe (von 10 bis 15 Millimeter Breite) mit entsprechend engeren Zwischenräumen (2 bis 3 Millimeter) empfehlen, um Kohlenklein darauf brennen zu können, doch scheint dies überflüssig, da Letzteres sehr gut auf Stäben von 20 Millimeter Breite mit 5 Millimeter Abstand gefeuert werden kann.

Eine wichtige Frage betrifft die Stellung des Rostes gegen den Kessel. Gewöhnlich legt man ihn bei 30 bis 40 Centimeter Abstand unter den Kessel, aber obgleich man vielfache Erfahrungen darüber hat, daß dieser Abstand keineswegs gleichgültig für die Verdampfung ist, so entbehrt man doch genauer Versuche hierüber. Der zweckmäßigste Abstand muß abhängig sein von der Kohlensorte (ob sie mit langer oder kurzer Flamme verbrennt u. dergl.), von der Dicke der Kohlenschicht auf dem Roste, und sonach auch von der Größe des Rostes selbst, denn je kleiner der Rost ist, um so dicker wird die Kohlenlage darauf sein. Ueber den Einfluß der Größe der Rostflächen geben die Versuche von Cavé, welche allerdings sämmtlich mit ziemlich großen Rosten angestellt sind, einiges Anhalten, obgleich sie zum Theil widersprechend und nicht zahlreich genug sind. Die verbrannte Kohlenmenge variirte nämlich zwischen 0,24 und 0,77 Kilogrammen pro Quadratdecimeter, während man sie in der Praxis von 0,5 bis 1,5 Kilogrammen variiren sieht. Das Hauptresultat ist ein Gewinn von 10 Procent bei Anwendung größerer Roste, doch findet Bède die Größe von 1 Quadratdecimeter Rostfläche auf 0,24 Kilogramme Steinkohle unpraktisch, weil sie zu große Kessel fordert, und empfiehlt auf jedes halbe Kilogramm 1 Quadratdecimeter Rostfläche zu geben, sofern dadurch nicht eine zu große Länge (höchstens 1,8 Meter) des Rostes herbeigeführt werde.*)

Die Dimensionen des Aschenraumes sind gleichgültig; zweckmäßig aber erscheint es, denselben mit Thüren zu versehen, welche als Regulatoren des Zuges dienen könnten.

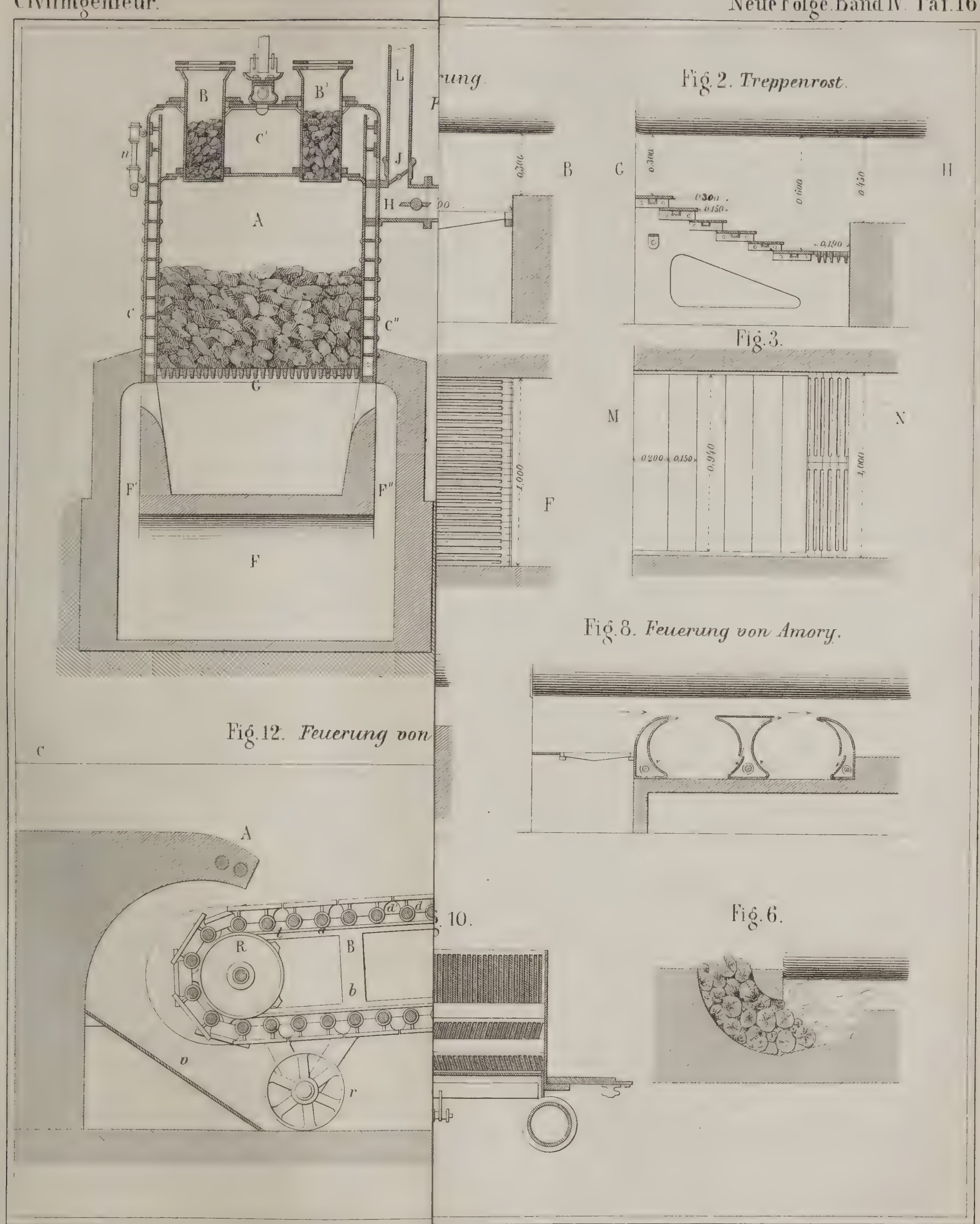
Die Ofenthüren, welche meist 0,3 bis 0,35 Meter hoch und 0,4 bis 0,5 Meter breit sind und in 0,4 bis 0,5 Meter Abstand vom Roste hängen, brauchen nicht gerade dicht zu schließen, müssen aber mit einer inwendig angebrachten Feuerplatte versehen sein, theils um sie vor zu rascher Zerstörung durch die Hitze zu schützen, theils um den Feuermann durch die ausgestrahlte Gluth nicht zu belästigen, theils um den Wärmeverlust zu verhindern. Man verbindet sie bisweilen mit dem Gegengewicht des Essenschiebers in der Weise, daß der Feuermann die Thür nicht öffnen kann, ohne gleichzeitig das Register etwas zu schließen, und diese Einrichtung ist nicht unzweckmäßig, weil dadurch der heftige und mit ansehnlichem Wärmeverlust und Beschädigung des Kessels verbundene Zug beim Oeffnen der Ofenthüren vermindert wird.

Auch zwischen den Querschnitten des Feuerraumes und der Canäle zu demjenigen der Esse muß ein gewisses Verhältniß eingehalten werden. Ohne sich klar der Gründe bewußt zu sein, verlangt man oft, daß diese Querschnitte gleich sein sollen, oder es wird als Regel aufgestellt, daß die Querschnitte der Canäle um so größer gemacht werden

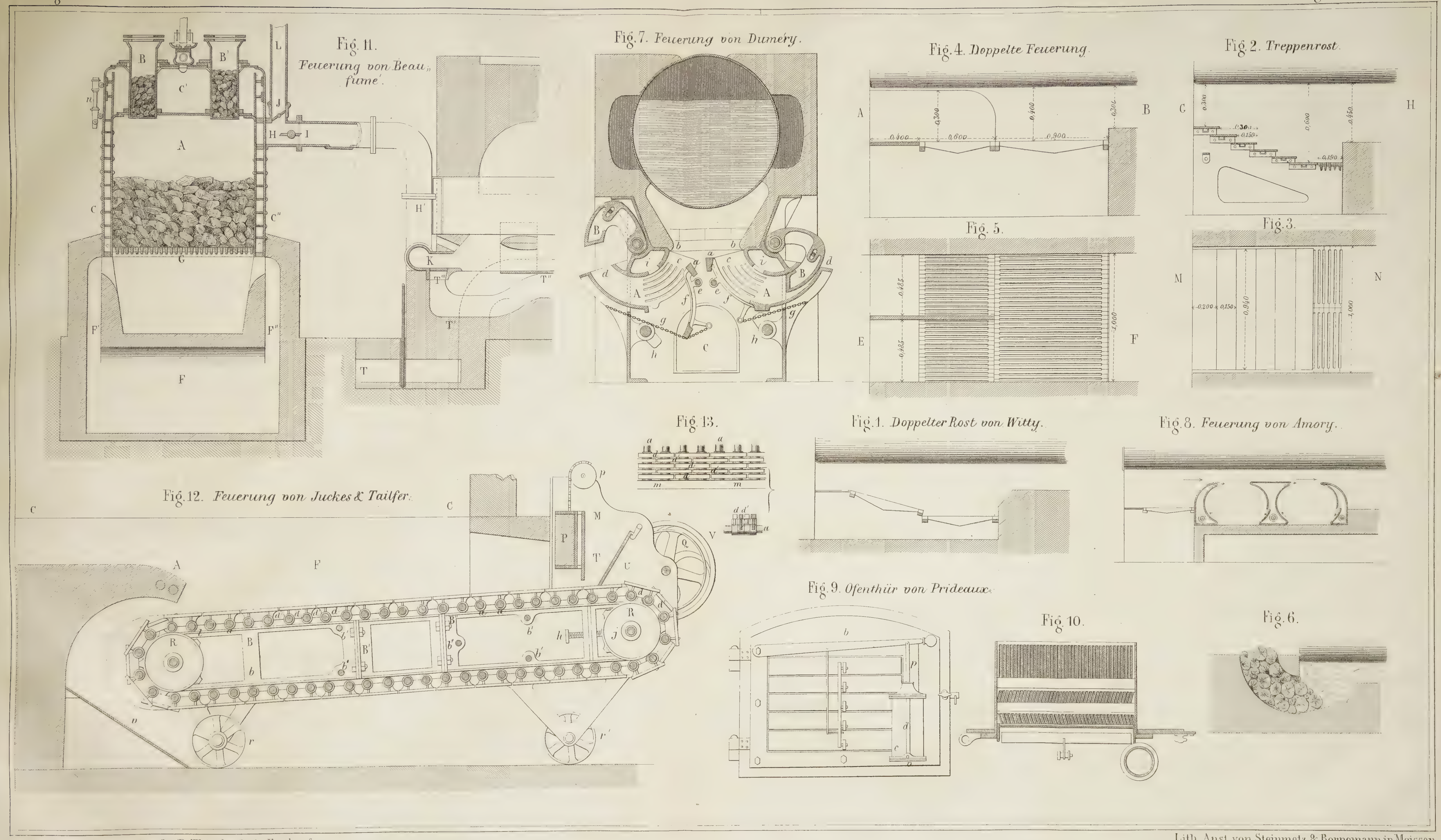
---

*) Nach Fairbairn's „Useful information", S. 90, ist auf 13 Pfund stündlich verbrannte Steinkohle ein Quadratfuß Rostfläche zu rechnen, was mit 0,635 Kilogramm Steinkohle pro Quadratdecimeter gleichbedeutend ist, also obiger Angabe sehr nahe kommt.

D. Red.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiber Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

sollen, je kälter die darin abziehenden Gase werden, wobei man als Grund angiebt, daß man den durch die Abkühlung verursachten Verlust an Geschwindigkeit durch größeren Querschnitt compensiren müsse. Da aber die Temperatur der Gase in den Canälen auf den Zug nur sehr wenig Einfluß ausübt, dieser vielmehr nur von der Temperatur in der Esse abhängig ist, so ist diese Regel irrig; bedenkt man vielmehr, daß man möglichst jede Geschwindigkeitsänderung verhüten muß, so ergiebt sich, daß die Querschnitte der Canäle um so geringer werden müssen, je mehr die Gase bereits ausgekühlt sind, und je größer also ihre Dichtigkeit geworden ist. Denn wenn man dem Feuer 1 Kilogr. Luft von 0° pro Secunde zuführt, so muß man auch 1 Kilogramm heißer Luft pro Secunde durch die Canäle und die Esse abführen. Nun ist die Temperatur im Feuerraum ungefähr 1200°, in der Esse ungefähr 300° und das Volumen derselben Gewichtsmenge Luft bei 1200° ist 5,4, bei 300° 2,1 mal so groß, als bei 0°, folglich müßte der Querschnitt des Feuerraumes sich zum Querschnitt der Esse wie 5,4 zu 2,1 verhalten. Der gleichförmige Querschnitt ist also jedenfalls nicht richtig, doch kann man auf diesen unvollkommenen Grundlagen noch keine allgemeine Regel über das Verhältniß, in welchem man die Querschnitte der Canäle nach der Esse zu abnehmen lassen müsse, aufstellen und weiß im Allgemeinen nur soviel, daß, wenn nur die Dimensionen der Canäle genügend groß sind, daß man sie dann ohne merklichen Einfluß ziemlich willkürlich annehmen kann.

Von besonderem Werthe sind diese Betrachtungen bezüglich des Abstandes der Feuerbrücke vom Kessel und der Höhe des Zuges unter dem Kessel, welche man jetzt gewöhnlich sehr niedrig nimmt und nicht einmal dem Essenquerschnitte gleich macht. Bède empfiehlt daher die Höhe dieses ersten Zuges ungefähr so groß, wie den Abstand des Rostes vom Kessel zu machen, nämlich 20 bis 25 Centimeter, wenn die Feuerbrücke 10 Centimeter hoch ist. Dann wird die Flamme in diesem Raume nicht mit einer so enormen Geschwindigkeit (30 bis 40 Meter) unter dem Kessel hinstreichen, wie bei den gewöhnlichen Feuerungen, ihre Wärme wird vielmehr besser ausgenutzt werden, und sie wird weniger stichflammenartig auf den Kessel*) wirken.

Rauchverzehrende Oefen. — Die zahllosen, zu dem Zwecke der Rauchverbrennung vorgeschlagenen Ofenconstructionen haben großentheils ihre Bestimmung so wenig erfüllt, daß man diese Apparate mit höchst mißtrauischen Augen betrachtet, namentlich, weil man gewöhnlich damit die Idee der Brennmaterialersparniß verbindet. Sie theilen sich naturgemäß in solche, welche die Bildung von Rauch gestatten, denselben aber vor dem Eintritt in die Esse verbrennen, und in solche, welche die Rauchbildung von vornherein verhindern wollen. Zur ersten Classe gehören demnach die Feuerungen

mit doppeltem Rost,
mit umgekehrtem Zuge,
mit Speisung von unten,
mit Luftzuführung,
mit Gasentwickelung,

wovon die vorzüglichsten nachstehend näher zu betrachten sind.

Bereits Watt hat eine Feuerung mit einem zweiten Roste, welcher hinter dem anderen liegt, angegeben, indem er auf dem einen Roste Cokes, auf dem vorderen Roste aber Steinkohle verbrennen ließ. Man schlug darauf vor, zwar nur mit Steinkohle zu feuern, aber den hinteren Rost stets mit den niedergebrannten Kohlen des vorderen zu bedecken und nur auf dem vorderen Roste aufzugeben, was eigentlich jeder gute Heizer auf seinem Roste thun muß. Zur Erleichterung wendete man hierbei geneigte Roste, wie Figur 1 auf Tafel 16, an, auf welchen die Kohle von selbst von dem vorderen auf den hinteren Rost gleitet, je mehr sie verkokst ist. Etwas Aehnliches bezwecken die Treppenroste, Figur 2 und 3, welche namentlich für geringere Kohlensorten gebräuchlich sind, der Luft viel Zutritt gewähren und nicht so viel Brennmaterial durchfallen lassen. Sie scheinen aber für magere, mit kurzer Flamme verbrennende Kohlen bei lebhafter Feuerung nicht sehr geeignet, weil die Entfernung des Rostes vom Kessel schon bedeutend wird. Nach Marsilly sind für einen 30=pferdigen Dampfkessel bei Anwendung eines Gemenges von $^4/_5$ rußender und $^1/_5$ magerer Kohle folgende Verhältnisse angemessen:

Länge der Treppenrostplatten . . .	1	Meter
Breite „ „ „	0,2	„
Dicke „ „ „	0,03	„
Abstand von einander	0,03	„
Uebergreifen übereinander	0,05	„
Abstand der obersten Stufe vom Kessel	0,32	„
„ „ untersten „ „ „	0,60	„
Stärke der 5 horizontalen Roststäbe .	0,03	„
Abstand von einander	0,008	„

Hiernach beträgt die Horizontalprojection dieses Rostes 1,14 Quadratmeter und die Summe der Zwischenräume 0,26 Quadratmeter, was ziemlich dieselben Verhältnisse sind, wie bei gewöhnlichen Rosten. Man kann aber mehr Zwischenraum erhalten, wenn man die Stäbe, wie in Fig. 2, nur 2 Centimeter stark macht und 4 Centimeter Abstand giebt.

*) Dieselben Ansichten citirt Fairbairn a. a. O. nach Murray. Letzterer setzt die Temperatur im Feuerraum gleich 550° und die Ausdehnung der Luft dreifach, sodaß er bei einer angenommenen Geschwindigkeit der abziehenden Luft von 36 Fuß als nothwendigen Querschnitt des Raumes über der Feuerbrücke 0,516 Quadratzoll erhält, wofür er 2 Quadratzoll pro Pfund stündlich verbrannte Steinkohle oder 26 Quadratzoll pro Quadratfuß Rost, d. i. ungefähr $^1/_5$ von der Rostfläche zu nehmen empfiehlt. D. Red.

Auch bei den Locomotiven haben die Treppenroste vielfach Anwendung gefunden*), sind aber auf den französischen Bahnen durch geneigte Roste verdrängt worden, welche bequemer für die Behandlung sein sollen.

Man hat den Treppenrosten vorgeworfen, daß die auf den oberen Rostplatten entwickelten Gase zu entfernt von der Flamme der brennenden Kohlen seien, um entzündet zu werden, und hat deshalb vorgeschlagen, eine kleine Mauer am Kessel aufzuführen, welche die Oeffnung des Zuges etwas verengen und diese Gase etwas nach den brennenden Kohlen niederdrücken sollte, allein es erscheint dies überflüssig, da diese Roste nach allen Erfahrungen wirklich Rauchverbrennung bewirken, und es bedarf nur eines gründlicheren Studiums über die Größe der wesentlichen Theile dieser Roste, um ihre allgemeine Anwendung empfehlen zu können.

Etwas wesentlich Anderes sind die doppelten Feuerungen, von denen Figur 4 und 5 Durchschnitte geben. Hier liegen die beiden Feuerungen nebeneinander und sind durch eine Platte getrennt; jede hat ihre besondere Thüre und kann daher für sich beschickt werden, hinter den beiden kürzeren vorderen Rosten liegt ein gemeinsamer, doppelt so breiter und $1\frac{1}{2}$ mal so langer hinterer Rost, über welchen die Gase nach den Zügen des Ofens abziehen. Der Heizer wirft die verkokten Kohlen auf den hinteren Rost und beschickt stets nur eine der beiden Feuerungen auf einmal, sodaß die unverbrannten Gase des neubeschickten Rostes über den hinteren ganz glühenden Rost wegstreichen, durch dessen lockere Decke genügende Luft zuströmt, um sie zu verbrennen. Damit der Heizer vor dem Nachwerfen stets die verkoksten Kohlen auf den hinteren Rost schiebt und überhaupt nur die vorderen Roste beschickt, kann man letzteren engere Zwischenräume, dem hinteren Roste dagegen weite Zwischenräume von 10 Millimeter geben. Bei zweckmäßiger Handhabung erzielt man eine vorzügliche Rauchverbrennung und hat doch nicht eine so große Complicirtheit des Apparates als bei den doppelten Feuerungen von Fairbairn**), Buzonnière***) und Grard†), bei welchen stets eine höhere Aufmerksamkeit zur Bewegung der verschiedenen Register erforderlich ist.††)

*) Vergl. „Civilingenieur", Bd. III, S. 259.

**) Vergl. „Bulletin de la Société d'Encour., 1855".

***) Ebendas., 1830.

†) „Civilingenieur", Bd. II, 1856.

††) Fairbairn hat in seinem bereits mehrfach citirten Werke (S. 58) ebenfalls den doppelten Feuerungen warm das Wort gesprochen, und versteht darunter Kessel mit 2 Feuerrohren und inneren Rosten, bei welchen das Verhältniß zwischen dem Cubikinhalte in Cubikfußen und der Heizfläche in Quadratfußen der Einheit nahe gleich ist.
D. Red.

Die einfachste Art der Feuerungen mit umgekehrtem Zuge, wie sie Figur 6 darstellt, ist leider nur für Holz anwendbar, welches in Scheite von der Breite des Nahrungscanales zerschnitten, darin aufgeschichtet und von unten angezündet wird; der Luftzutritt erfolgt durch denselben Canal, folglich strömen die Gase, welche aus den dem Feuer zunächst liegenden Holzstücken sich entwickeln, durch die brennenden Kohlen hindurch, wobei sie verbrennen. Leider ist es bei dieser Einrichtung kaum möglich, einen regelmäßigen Luftzutritt zu erzielen und für Steinkohle, welche ohne Rost nicht aufgegeben werden kann, ist sie gar nicht anwendbar, weil die Roststäbe sehr schnell verbrannt werden, das Feuer sehr schwer zu reinigen ist, und nur gute Kohle auf diese Weise brennt. Jedoch ist diese Disposition des Feuers die rationellste, weil die entwickelten Gase ohne Verbrennung gar nicht entweichen können, und daher ist von Anwendung dieses Principes, trotz der bisherigen unglücklichen Versuche, die vollständigste Lösung der Aufgabe zu hoffen.

Dasselbe Princip wiederholt sich bei der Feuerung mit Speisung von unten in etwas anderer Weise. Hier wird das frische Brennmaterial unter dem brennenden aufgegeben, und es ziehen daher die bei der angehenden Destillation der frischen Kohlen entwickelten Gase ebenfalls durch die glühende Kohlenschicht hindurch, um hier entzündet zu werden. Derartige Feuerungen sind von Arnott, Foard, Dumery u. A. angegeben worden, wovon der Dumery'sche Apparat der zweckmäßigste scheint. Bei demselben (Fig. 7) besteht der Rost nur aus 2 oder 3 horizontalen Stäben, und das Brennmaterial wird durch zwei an den Seiten des Rostes angebrachte halbkreisförmige Canäle A eingeführt, in welchen sich ebensolche Stempel B bewegen.

Die Canäle A sind von Gußeisen und mit Spalten versehen, sodaß sie ebensolche Zwischenräume wie die Feuerroste haben. Die Luft tritt durch den horizontalen Rost a, die äußeren Oeffnungen d und die Spalten c der Canäle zu und durchströmt das rohe Brennmaterial ehe sie die glühenden Kohlen erreicht. Wenn man den Boden der Füllungscanäle f aufklappt, so kann man das Feuer herausziehen. Die Bewegung der Stempel B erfolgt durch Zahnsectoren und Schrauben ohne Ende, welche der Heizer von seinem Standpunkte aus mittelst Kurbel dreht.

Die mit diesem Apparat von einer Prüfungscommission angestellten Versuche wiesen die Rauchverbrennung nach, während wegen der großen und lästigen Menge ausstrahlender Wärme keine Brennmaterialersparniß beobachtet wurde. Spätere Verbesserungen haben es dahin gebracht, daß damit 21 bis 25 Procent Ersparniß gemacht wurden, aber freilich war die Verdampfungskraft der damit ver-

glichenen Feuerungen äußerst niedrig, nämlich 4,75 bis 5,2 Kilogramme Dampf pro Kilogramm Steinkohle.

Am zahlreichsten sind diejenigen Anordnungen von rauchverzehrenden Feuerungen, welche auf Luftzuführung hinter dem Roste beruhen. Die einfachste Einrichtung ist die, wo am hinteren Ende des Feuerraumes ein Luftcanal angebracht ist, welcher die Luft durch eine Querspalte hinter der Feuerbrücke eintreten läßt. Man erzeugt aber dabei eine für den Kessel sehr nachtheilige Stichflamme. Zweckmäßiger ist die Vorrichtung von Wye Williams, bei welcher hinter der Feuerbrücke eine Luftkammer in der Mauerung ausgespart ist, deren verticale Feuerwand eine durchlöcherte gußeiserne Platte bildet. In diese Kammer tritt die Luft mittelst einer Röhre ein und sie strömt durch die zahlreichen Oeffnungen der Platte in der Richtung des abziehenden Rauches aus, welcher durch die Beimischung dieser erwärmten Luft verbrennbar wird.*) Combes hat nachgewiesen, daß man denselben Zweck einfach durch zwei an den Seiten des Ofens hinter der Feuerbrücke angebrachte Luftcanäle erreichen kann, deren Oeffnungen horizontal nach dem Feuer gerichtet sind; es zeigte sich, daß durch die zuströmende Luft nach Oeffnung dieser Canäle der entwickelte schwarze Rauch sofort verbrannt wurde, aber man erreichte damit keine Brennmaterialersparniß. Besser bewährt sich die Einrichtung von Amory (Fig. 8), wo hinter der Feuerbrücke ein oder mehrere hohle gußeiserne Luftcanäle mit spaltenförmigen Oeffnungen angebracht sind, durch welche die erhitzte Luft in entgegengesetzter Richtung ausströmt und eine Art Wirbel bildet, welcher wesentlich zur guten Mischung der Luft und der Gase beiträgt. Auch die Vergrößerung des Raumes, welche eine langsame Bewegung der Gase zur Folge hat, scheint günstig zu wirken, und man will mit dieser Vorrichtung mehr als 20 Procent Ersparniß realisirt haben.

Auch die Prideaux'sche Ofenthüre hat gute Resultate gegeben. Dieselbe besteht, wie Fig. 9 und 10 zeigt, aus einer jalousienartigen Thüre mit beweglichen Klappen, welche an dem Hebel b hängen und sich öffnen, wenn man die Thüre aufmacht, um Kohlen aufzugeben. Schlägt man dann die Thüre zu, so schließen sich die Klappen nur allmälig, weil der Hebel b durch die Stange p getragen wird, an welcher ein Kolben sitzt, der sich in dem mit Wasser gefüllten Cylinder c nur langsam niederbewegt, indem er das Wasser durch das vom oberen nach dem unteren Ende des Cylinders reichenden Röhrchen d verdrängen muß, dessen Oeffnung beliebig durch das Stellschräubchen v regulirt werden kann. Durch diese Vorrichtung wird der Luftzutritt nur ganz allmälig abgeschnitten, und damit die einströmende Luft nicht eine nachtheilige Erkältung des Ofens bewirke, so ist hinter der Thüre ein doppeltes Gitter gußeiserner Stäbe angebracht, welches durch die strahlende Wärme des Feuers erhitzt wird und der durchströmenden Luft seine Wärme mittheilt, zugleich aber die eigentliche Thüre so gegen die Hitze schützt, daß ein daneben angebrachtes Thermometer nur 18 Grad Wärme anzeigt.

Gegen alle diese Einrichtungen hat man eingewendet, daß die mit atmosphärischer Luft verbrennenden Gase sehr nachtheilig auf die Kessel wirkten, weil sie zu reich an Sauerstoff seien. Sie sind daher meist aufgegeben worden, weil sich die Menge der zuzulassenden Luft nicht so reguliren läßt, daß dieser Nachtheil vermieden würde.

In neuester Zeit wird viel Erhebens gemacht von den Feuerungen mit Gasgeneratoren, zu welchen der Beaufumé'sche Apparat gehört,*) der in Figur 11 skizzirt ist. Hier reicht die unter dem Roste G des Generators A zutretende Luftmenge nicht zu, um das Brennmaterial vollständig zu verbrennen, die daraus entwickelten Gase ziehen vielmehr durch das Rohr HH′ nach einem Verbrennungsraume K ab, in welchen durch die Luftcanäle TT′ die weitere erforderliche Luft zugeführt wird. Wie aus der Beschreibung a. a. O. hervorgeht, wird der Luftzug durch einen Ventilator bewirkt, welcher theils durch die in dem Wasserhemde des Generators, theils im Dampfkessel selbst entwickelten Dämpfe mittelst einer kleinen Dampfmaschine betrieben wird. Damit nun anfangs, wo die Dampfentwickelung zur Bewegung des Ventilators noch nicht genügend ist, eine genügende Verbrennung eingeleitet werden könne, ist eine kleine Esse L′ beigegeben, welche nach Oeffnung der Klappe I und Verschluß der Klappe H den nöthigen Zug herstellt. Man zündet erst ein Holzfeuer auf dem Roste G an, füllt dann den Ofen durch die Aufgebetrichter B, B′ und läßt den Generator gehörig in Feuer kommen, bis sich Dämpfe genug gebildet haben zum Betriebe des Ventilators. Dann wird die Klappe I wieder geschlossen und nach Oeffnung der Klappe H den Gasen der Abzug unter den Dampfkessel eröffnet.

Die mit diesem Apparate erzielten Resultate sind durch gute Autoritäten verbürgt und sehr bedeutend. Man will damit 10 Kilogramme Dampf pro Kilogramm Kohle

*) Fairbairn tritt in seiner „Useful Information" (S. 83) als warmer Vertheidiger der Luftzuführung hinter der Feuerbrücke auf und stützt sich namentlich auf Versuche von Houldsworth mit einem selbst registrirenden Pyrometer, welche zeigten, daß ohne Luftzuführung die Temperatur des Feuerraumes geringer war und unregelmäßiger, als wenn Luft hinter der Feuerbrücke zugeführt wurde, und daß im letzteren Falle im Mittel aus einer größeren Versuchsreihe $12^1/_2$ Proc., bei guter Regulirung aber 35 Procent an Brennmaterial erspart wurden. Er empfiehlt daher, diese Einrichtung zu treffen und den Luftcanälen 1,26 Quadratzoll Querschnitt pro Quadratfuß Rostfläche, d. i. ungefähr $^1/_{120}$ von der Rostfläche, zu geben, führt aber an, daß Wye Williams $^1/_{80}$ bis $^1/_{24}$ für zulässig erachte. D. Red.

*) „Civilingenieur", Bd. IV, S. 54.

erzeugt und über 50 Procent Brennmaterialersparniß realisirt haben, aber man wird gegen diese Angaben deshalb mißtrauisch, weil die Gesellschaft, welche dieses Patent besitzt, keine Garantie übernimmt, und weil der angebliche Effect nur um 3 Procent niedriger ist, als die Leistung der besten Kohle nach den Gesetzen der Physik. Außer der Kostspieligkeit ist dieser Apparat nicht von dem Vorwurfe freizusprechen, daß die Gase sehr stark mit atmosphärischer Luft vermischt werden müssen und daher ohne Zweifel ebenfalls einen zerstörenden Einfluß auf das Blech des Kessels ausüben werden.

Diejenigen Feuerungen, welche von vorn herein die Rauchentwickelung zu verhindern streben, sind durchgängig solche, welche eine continuirliche Speisung des Feuers bezwecken. Dieses Princip ist jedenfalls sehr rationell, hat aber eine entgegenstehende Schwierigkeit, nämlich die continuirliche Schlackenbildung, und man muß daher die Entfernung der Schlacken entweder dem Feuermanne übertragen oder die Roste so einrichten, daß sie dieselben selbst abschütten, wonach man zwei Klassen solcher Apparate erhält, nämlich

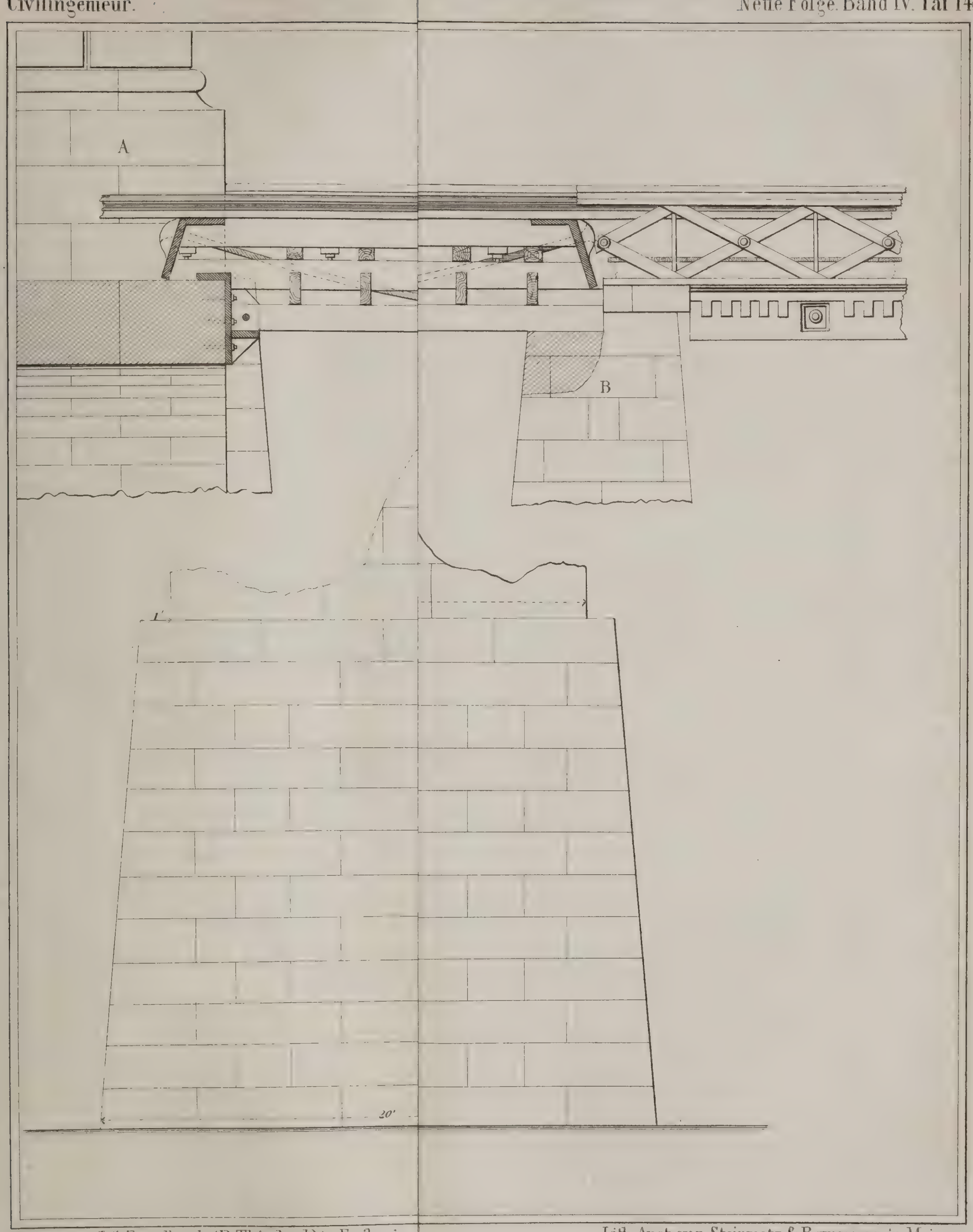
feste Roste mit mechanischer Aufgebevorrichtung und
bewegliche Roste.

Die einfachste Vorrichtung der festen Roste mit Aufgebevorrichtung ist die amerikanische Einrichtung zur Anthracitfeuerung, wo das Brennmaterial durch einen conischen Rumpf in dem Verhältniß nachrollt, als es verbrennt. Die Collier'sche Aufgebevorrichtung, bei welcher die aus einem an der Stirn des Ofens aufgestellten Rumpfe herabfallenden Steinkohlen zwischen ein Paar Quetschwalzen hindurchgingen und dann durch ein Aufgeberad mit 4 Flügeln in den Ofen geschleudert wurden, ist meist wieder entfernt worden, weil sie oft in Unordnung kam und das Brennmaterial schlecht auf dem Roste vertheilte.

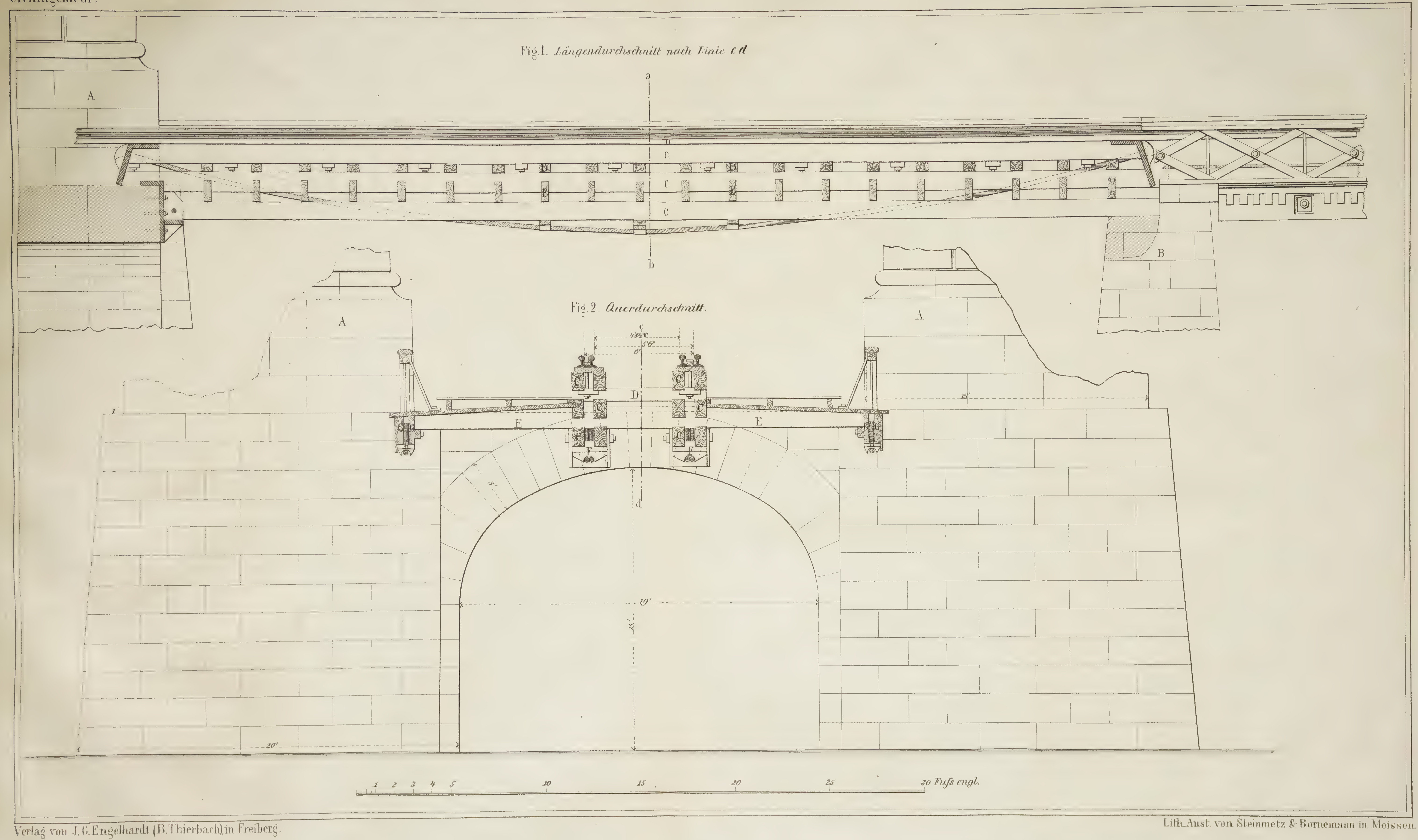
Von beweglichen Rosten sind zunächst scheibenförmige in Anwendung gekommen, welche sich um eine verticale Axe drehten, mit radialen Roststäben versehen waren und durch einen bis in die Mitte reichenden Rumpf mit Brennmaterial versehen wurden. Hierbei erhielt man allerdings eine gleichförmige Vertheilung des Brennmaterials über den Rost, aber die zerstörende Wirkung der Hitze auf die Bewegungsmechanismen, die Verstopfung durch Schlacken am Umfange und andere häufige Störungen im Gange haben ihre weitere Verbreitung verhindert.

Mehr Beachtung verdient der von Juckes erfundene und von Tailfer verbesserte Apparat mit einem Roste ohne Ende, dessen Einrichtung aus Figuren 12 u. 13 ersichtlich ist. Dieser Rost, welcher aus einer gegliederten Kette besteht, die sich über 2 Kettenscheiben mit einer Geschwindigkeit von 1 bis 3 Centimeter pro Minute fortbewegt, erhält seine Bewegung von der Riemenscheibe Q aus mittelst conischer Räder und Schraube ohne Ende mitgetheilt und ruht mittelst eines gußeisernen Gestelles B mit Laufrädern r, r′ auf einer Eisenbahn im Aschenloche. Die Kohle wird in Stücken zerschlagen, in den Rumpf T eingetragen, welcher aus einer beweglichen Blechplatte U, den Wänden des Gestelles B und der beweglichen, aus einem mit feuerfesten Steinen gefüllten gußeisernen Rahmen bestehenden Thüre P gebildet wird. Aus diesem Rumpfe läßt man sie in beliebig zu regulirender Menge auf den Rost fallen, mit welchem sie während ihrer Verbrennung langsam nach dem hinteren Ende vorrückt und daselbst als Schlacke und Asche auf die Platte v in den Aschenraum hinabfällt, wobei die Aneinanderverschiebung der Kettenglieder eine vollständige Reinigung des Rostes bewirkt. Die Zusammensetzung der Kette gestattet eine leichte Auswechselung einzelner Glieder, die auf den Schienen l laufenden Röllchen an den Axen der Kettenglieder geben einen leichten und ruhigen Gang und die gußeisernen Wangen des Gestelles verhindern eine Verstopfung durch seitwärts hinabfallende Schlacken, man hat also alle möglichen Vorsichtsmaßregeln gegen Störungen getroffen; aber man kann es trotzdem nicht vermeiden, daß sich Schlacken an die Wände des Ofens und die Feuerbrücke anhängen, was sodann eine sehr bedeutende Störung des Feuers durch das Herausziehen der Schlacken zur Ofenthür heraus nöthig macht. Auch wirft man diesen beweglichen Rosten, welche nach gewissen Erfahrungen bis zu 18 Proc. Brennmaterialersparniß ergeben haben, nach andern dagegen eher schädlich gewesen sind, vor, daß man darauf kein so lebhaftes Feuer unterhalten könne, als auf gewöhnlichen Rosten, was vielleicht in ungenügenden Zwischenräumen zwischen den Roststäben seinen Grund haben kann. Endlich kann man nicht leugnen, daß eine schnelle Zerstörung der Roststäbe zu befürchten ist, worüber die Erfahrung noch entscheiden muß. Als rauchverbrennende Roste haben sie sich übrigens entschieden bewährt und dürften wohl noch eine Zukunft haben.

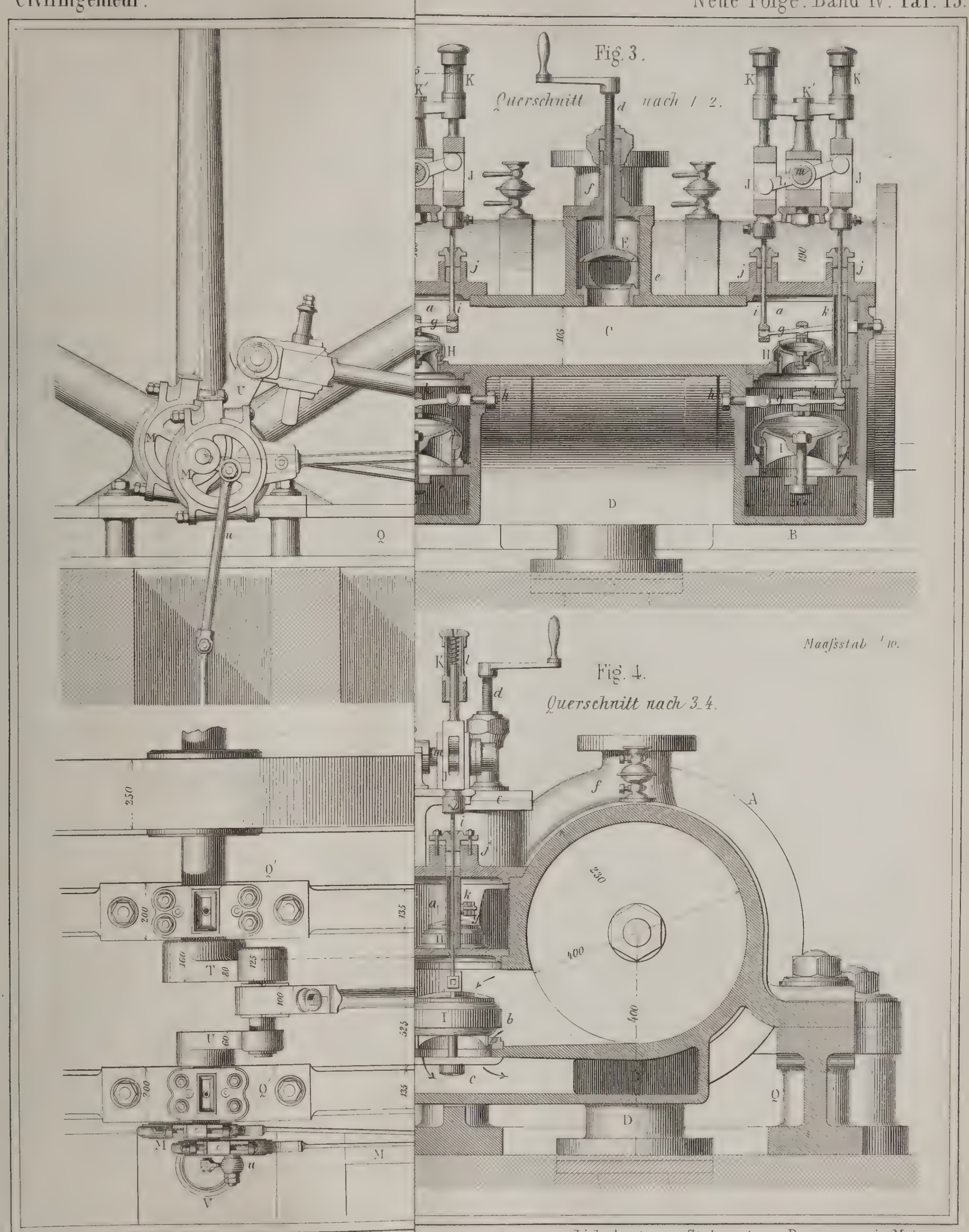
Das Resultat der vorstehenden Untersuchungen ist denn nun freilich, daß noch keine der angegebenen Constructionen vollkommen befriedigend ist und daß man sich damit begnügen muß, alle Dimensionen der gewöhnlichen Feuerungen möglichst zweckmäßig zu wählen und geschickte Heizer zu bilden; höchstens empfiehlt sich die so einfache Einrichtung der doppelten Feuerung nach Fig. 4. Die neueren Einrichtungen sind sämmtlich complicirter und in ihren Resultaten kaum besser, als die gewöhnlichen Rostfeuerungen.



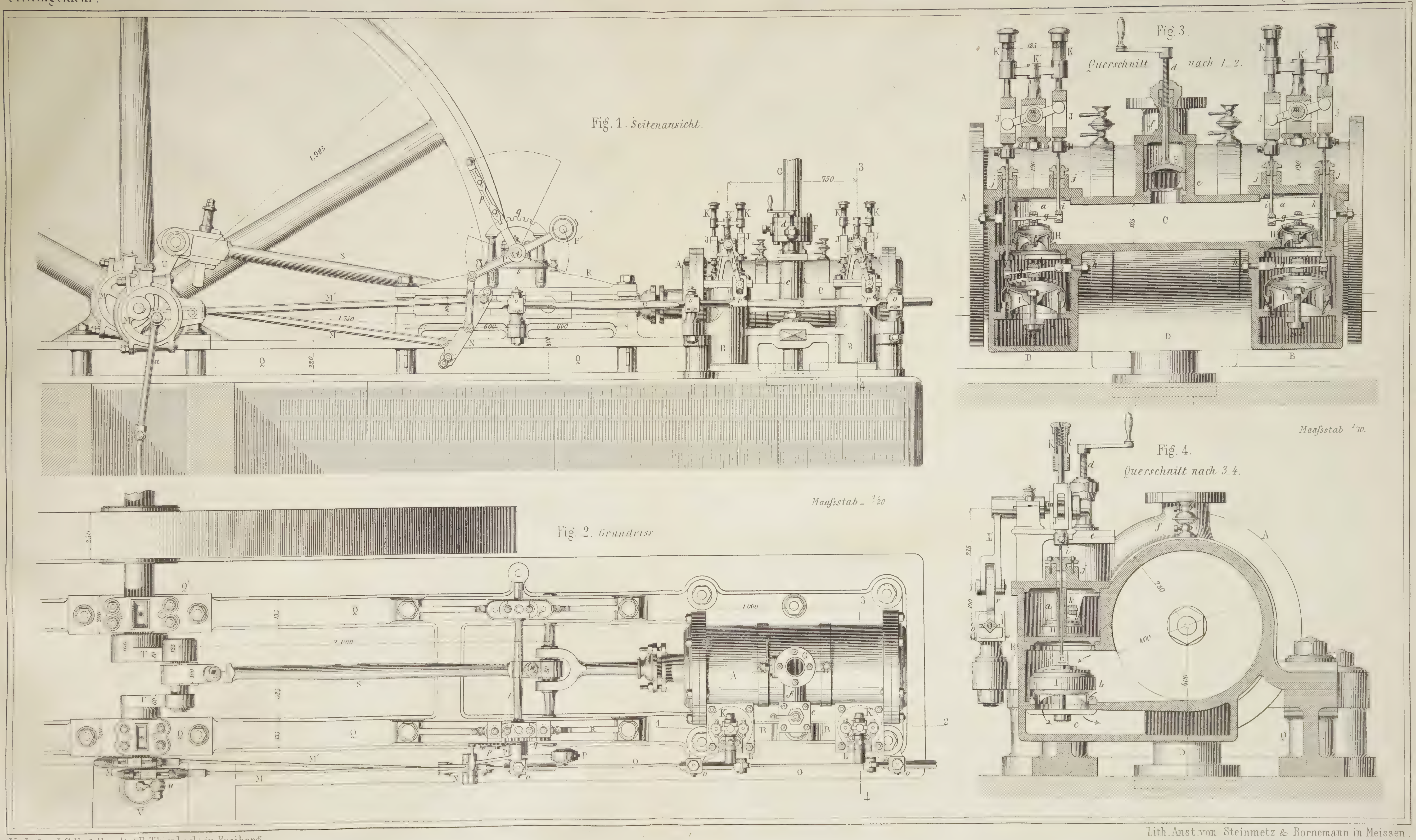
Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach), in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag v. J.G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.
Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.


Fig. 1. Seitenansicht.
Fig. 2. Grundriss
Fig. 3. Querschnitt nach 1..2.
Fig. 4. Querschnitt nach 3..4.
Maafsstab = 1/20
Maafsstab 1/10.

Landbrücken zur Niagara-Eisenbahn-Drathhängebrücke.

Von

B. Hager.

(Hierzu Tafel 14.)

Wie schon früher erwähnt wurde, sind die Tragpfeiler und Verankerungswiderlager durch an Drathseile gehängte hölzerne Brücken verbunden und diese bilden ein würdiges Entree zur wirklichen Brücke und sind deshalb einer näheren Anschauung würdig.

Figur 1 ist eine Seitenansicht und Durchschnitt einer solchen Brückenhälfte nach cd vom Tragpfeiler A bis zu dem zwischen ihm und dem Widerlager stehenden Landpfeiler B auf der Canadaseite, und Figur 2 ein Durchschnitt nach ab. Unter jedem Schienenpaare laufen 6 Langträger C von 12 bei 8 Zoll Stärke. Auf dem obersten Trägerpaare liegt gleichfalls der Länge nach eine Pfoste von 18 bei 3 Zoll, auf welche dann die Schienen mit Schrauben befestigt sind. Zwischen den drei Langträgerpaaren liegen $2\frac{1}{2}$ Fuß von einander entfernt die Querschwellen D und die Querstraßenträger E. Unter jedem Langträger läuft ein Drathseilpaar von $2\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser, welches auf 3 unten ausgehohlten Blöcken F dieselben unterstützt. Ebenso sind die Seitenlangträger G durch ähnliche Blöcke H und je ein Drathseil getragen. Die Enden der Drathseile sind, wie auch bei den Hängeseilen u. s. w. aufgewickelt, und zwar so weit, als sie durch die sie haltenden Eisenplatten gehen. In diese Platten ist nun zur Befestigung des Seiles ein bedeutend conisches Loch gebohrt, welches auf der engeren Seite genau so groß, wie das Seil ist. Zwischen die das Seil bildenden Drathenden sind nun eiserne Keilchen eingeschlagen, und zwar so fest, daß es schließlich eine compacte Masse bildet, welche noch durch Eingießen von Blei zu einem Ganzen vereinigt wird. Auf dieselbe Weise sind auch die Sturmseile in die Felsen befestigt. Die Platten lehnen sich nun rechtwinkelig zur Kettenlinie der Drathseile gegen die Enden der beiden oberen Langträgerpaare.

Die Spannung einer solchen Brücke beträgt 50 Fuß. Auch diese Landbrücken sind zwischen und neben den Schienen bis an die Barrieren mit Eisenblech beschlagen. Sämmtliches Holzwerk ist von Weißeiche und mit Oelfarbe gut angestrichen.

Horizontale Fördermaschine mit Ventilsteuerung.

Von

Révollier in Saint-Etienne.

(Hierzu Tafel 15.)

Die auf Tafel 15 dargestellte, aus Armengaud's „Publication Industrielle", 11. Vol., entlehnte horizontale Dampfmaschine gehört zu den in neuerer Zeit immer mehr angewendeten Maschinen mit Ventilsteuerung, statt der gewöhnlichen Schiebersteuerung, ist zur Förderung für eine Steinkohlengrube bestimmt und daher nicht nur mit einer Vorrichtung zur beliebigen Umkehrung des Ganges versehen, sondern auch auf beliebige Veränderung der Expansion eingerichtet und zeichnet sich durch Einfachheit und Eleganz aus.

Figur 1 giebt die Seitenansicht der Maschine von der Seite der Steuertheile aus aufgenommen,
Figur 2 ist die obere Ansicht derselben,
Figur 3 zeigt in doppeltem Maßstabe den Durchschnitt durch die Ventilkästen nach Linie 1—2 in Figur 2, und
Figur 4 einen Querdurchschnitt durch den hinteren Theil des Cylinders nach Linie 3—4 in Figur 2.

Man erkennt aus diesen Ansichten, daß die Maschine nicht nur mit doppelten Eintrittsventilen, sondern auch mit doppelten Austrittsventilen versehen ist, was zwar die Steuerung einigermaßen complicirter macht, dafür aber auch die freieste Verfügung über die Benutzung des Dampfes gestattet, große Ein- und Austrittsöffnungen gewährt und lange Dampfwege vermeidet. Zur Umsteuerung ist die von

den Locomotiven bekannte, auch anderwärts bereits an Fördermaschinen vielfach*) angewendete Stephenson'sche Coulisse benutzt und hierdurch wird zugleich die Möglichkeit der Abänderung des Expansionsgrades gegeben, wozu indessen noch andere einfache Vorkehrungen getroffen worden sind, wie wir sogleich sehen werden.

Das allgemeine Arrangement der Maschine ist sehr einfach, wie es der Vorzug aller horizontalen Dampfmaschinen ist. Der Dampfcylinder A ruht mittelst angegossener Nasen auf dem aus einem Stück gegossenen niedrigen Gerüst Q, welches durch zwei parallele I-förmige Rahmen gebildet wird. An diesem Gerüst ist auch zugleich der untere Theil der Gradführung befindlich, die oberen Gleitschienen R sind dagegen aufgeschraubt und tragen die Lager s der Steuerwelle t mit dem Umsteuerungshebel P. Die Lenkerstange S greift an der gemeinsamen Warze der beiden Kurbeln T und U an, wovon erstere an der Schwungradwelle sitzt, letztere aber nur die beiden Excentrics M bewegt, deren Welle in dem Lager Q′ am linken Rahmen des Gerüstes ruht. An dem äußeren Excentric ist die Speisepumpe V mittelst der Lenkerstange u angeschlossen.

Cylinder und Ventilkasten. — Der Dampfcylinder A ist mit den beiden cylindrischen Ventilkästen B und den Dampfcanälen C und D aus einem Stück gegossen. Die Ventilkästen, wovon der eine am vorderen der andere am hinteren Ende des Cylinders befindlich ist, und welche sich vollkommen gleich sind, sind durch zwei Scheideplatten in drei gesonderte Kammern a, b, c getheilt. Die obersten Kammern sind durch den Canal C stets in offener Verbindung untereinander und mit dem zuströmenden Dampfe; die mittleren Kammern b werden durch das Spiel der Ventile bald mit der oberen, bald mit der unteren Kammer in Verbindung gebracht und öffnen sich direct in den Dampfcylinder (Figur 4); die unteren Kammern c sind endlich durch den Dampfaustrittscanal D verbunden.

Der Dampfzutritt wird durch das Abstellventil E regulirt, welches in dem cylindrischen Ansatze e befindlich ist, der durch das am Dampfcylinder herumgeführte Dampfrohr f mit dem Drosselventil F und den vom Kessel herkommenden Dampfrohren G communicirt.

Oeffnet sich das Dampfeintrittsventil H am oberen Ende des Cylinders, so strömt der Dampf aus dem stets voll Dampf stehenden Dampfeintrittscanale C nach der mittleren Kammer b und in den Cylinder, weil das Austrittsventil I gleichzeitig geschlossen ist; wird dagegen nach Vollendung des Hubes das Eintrittsventil geschlossen und das Austrittsventil geöffnet, so strömt der Dampf aus dem Cylinder durch die Kammer b nach der Kammer c und dem Austrittsrohre D ab, und ebenso, nur in umgekehrter Weise, erfolgt Dampfeintritt und Austritt am hinteren Ende des Dampfcylinders, wenn man nämlich für den Augenblick von den durch Voreilen des Excentrics herbeigeführten Modificationen absieht.

Die Austrittsventile sind beträchtlich größer, als die Eintrittsventile, um jeden Gegendruck vermeiden zu können. Sämmtliche Ventile sind übrigens doppelsitzige oder Glockenventile.

Steuerungsmechanismus. — Die Ventile werden durch einarmige Hebel g, welche innerhalb der Kammern in den durch Schrauben h getragenen Charnieren drehbar befestigt sind, gehoben, indem an dem freien Ende dieser Hebel die Zugstangen i angreifen, welche durch die Stopfbüchsen j im Deckel der Ventilkammern hindurchgeführt sind und mittelst der um die Wellen m drehbaren zweiarmigen Hebel L gezogen werden. Die Hebel g gehen in Schlitzen der Ventilstangen h und der Zugstangen i und ebenso bewegen sich die Balanciers L in geschlitzten Bügeln J, worin sie ziemlich viel todten Gang haben. Die Zugstangen i der Austrittsventile I, welche durch die Ventilkammern a hindurchgehen, sind durch Röhren k hindurchgeführt, um den Uebertritt von Dampf aus der Kammer a nach der Kammer des Austrittsventiles I zu verhindern, und wegen dieser Röhren sind die Hebel g in der Eintrittsventilkammer gekröpft. Die Bügel J sind nach oben mit Führungsstangen versehen, mit denen sie in die Federgehäuse K hineinragen; sie erhalten hierdurch nicht nur eine einfache Führung, sondern die Federn l, welche durch Muttern beliebig gespannt werden können, drücken auch stets die Ventile zu und beschleunigen ihren Niedergang, wenn sie aufgehoben worden sind. Die Balanciers L bewegen je ein Paar zusammengehöriger Ventile, indem sie das eine öffnen, während sich das andere schließt. Sie drehen sich um die von der Lagerbüchse K′ getragenen Wellchen m, an deren Enden die gegabelten Hebel L′ sitzen. Letztere werden von der Schubstange O, deren Ende in der Coulisse gleitet und welche in den quadratischen Lagern o geführt wird, bewegt, indem an der Stange O die Bügel r sitzen, in welchen das Ende der Hebel L′ schwingt. Die Coulisse N ist im Mittel aufgehangen und die Hängestange n ist am Ende eines an der Welle t sitzenden Hebels P befestigt, welcher durch Verstellung des Umsteuerhebels p auf- und niederbewegt werden kann. An den Enden der Coulissen sind die beiden Excentricstangen M′, M′ angeschlossen, welche von den Vorwärts- und Rückwärts-Excentrics M, M getrieben werden und der Coulisse eine schwingende Bewegung um ihren Aufhängepunkt mittheilen, durch welche endlich auf die horizontale Schubstange O eine hin- und hergehende Bewegung übertragen wird.

*) Vergl. „Civilingenieur“, Bd. II, S. 111, Taf. 14.

Bei der aus Figur 1 ersichtlichen Aufhängung der Couliſſe, wo die Excentricſtange M′ dem Angriffspunkte der Schubſtange O möglichſt genähert iſt, wird faſt der ganze Schub des Excentrics M auf dieſe Schubſtange und von da mittelſt der Winkelhebel LL′ auf die Ventile übertragen. Wird aber die Couliſſe N mittelſt der Hebel p und P gehoben, ſo wird an die Ventile ein um ſo geringerer Theil des Excentrichubes übertragen, je näher der Aufhängepunkt der Couliſſe dem Angriffspunkte der Schubſtange O gerückt iſt, und es wird daher ein um ſo kürzeres Einſtrömen von Dampf ſtattfinden, d. h. es wird um ſo mehr expandirt werden. Fallen die beiden Punkte zuſammen, ſo wird der Hub der Schubſtange O faſt Null, und weil auch die Balanciers L viel todten Gang in den Bügeln I haben, ſo werden gleichzeitig alle Ventile geſchloſſen ſein. Hebt man aber die Couliſſe ſo viel, daß ihr unteres Ende mit dem Angriffspunkte der Schubſtange O zuſammenfällt, ſo muß letztere eine hin- und hergehende Bewegung in entgegengeſetzter Richtung beſchreiben, es tritt alſo auch ein umgekehrtes Spiel der Ventile ein und die Maſchine muß rückwärts ſtatt vorwärts laufen; man bewirkt alſo die Umſteuerung ganz einfach dadurch, daß man die Couliſſe aus dem tiefſten in den höchſten Stand hebt. Dieſe Bewegung wird aber mittelſt des an der Steuerwelle t befeſtigten Umſteuerhebels p bewirkt, und damit dieſer Hebel vom Maſchiniſten nicht feſtgehalten zu werden braucht, ſo iſt daran ein Einfallriegel mit Feder angebracht, welcher in die Zähne eines daneben ſtehenden Zahnſectors q eingreift; auch iſt das Gewicht der Couliſſe durch das an der Welle t ſitzende Gegengewicht P′ balancirt, um die Bewegung zu erleichtern.

Betrachtet man die Länge der Schlitze in den Bügeln J, ſo ſieht man, wie bereits bemerkt wurde, daß die Balanciers L ſehr viel todten Gang darin haben, und daß die Ventilſtangen ii erſt kurz vor dem Ende des Ausſchwunges dieſer Balanciers etwas angehoben werden können, aber man kann die Größe des Hubes durch eingelegte Keilchen beliebig reguliren und auf dieſe Weiſe eine viel beſſere Dampfvertheilung erzielen, als bei Schiebern, welche ſich nur allmälig öffnen und ſchließen.

Hauptdimenſionen und Leiſtung der Maſchine. — Der Dampfcylinder-Durchmeſſer iſt 40 Centimeter, der Kolbenhub 80. Die Maſchine macht 60 Spiele pro Minute, hat alſo eine Kolbengeſchwindigkeit von 1,6 Meter. Die Spannung des Dampfes im Keſſel beträgt 5 Atmoſphären. Der Querſchnitt der Dampfeintrittscanäle in dem Cylinder iſt 63, derjenige der Austrittsöffnungen 250 Quadratcentimeter, alſo viermal ſo groß. Die Lenkerſtange hat 2 Meter Länge, alſo die fünffache Kurbellänge. Der Schwungraddurchmeſſer iſt 3,85 Meter und die Schwungringbreite 0,25 Meter. Die ganze Länge der Maſchine vom Cylindermittel bis zum Schwungradwellenmittel beträgt 3,55 Meter und die Höhe der Cylinderaxe über der Fundamentplatte 0,4 Meter.

Beſtimmt iſt dieſe Maſchine zu einer Leiſtung von 30 Pferdekräften, was bei $4^1/_2$ bis 5 Atmoſphären Spannung eine 4- bis 5-fache Expanſion ($^1/_4$ bis $^1/_5$ Cylinderfüllung) vorausſetzt; es läßt ſich alſo dieſe nominelle Leiſtung beträchtlich ſteigern.

Unſere Quelle theilt keine Verſuche über den Nutzeffect dieſer Maſchinen mit, doch läßt ſich erwarten, daß derſelbe höher ausfällt, als bei Maſchinen mit Schieberſteuerung, weil dieſe Ventile dem Dampfe plötzlich eine den Schiebern gegenüber verhältnißmäßig ſehr weite Eintrittsöffnung und einen ganz ungeſtörten Abzug eröffnen. Die Redaction hat daher noch ein Paar Dampfmaſchinen mit Ventilſteuerung aus der Maſchinenbauanſtalt der Herren F. L. & und E. Jacobi in Meißen zur Veröffentlichung präparirt und freut ſich, der oben beſchriebenen Maſchine aus einer renommirten franzöſiſchen Fabrik dieſe gelungenen vaterländiſchen Maſchinen gegenüberſtellen zu können.

Rauchverbrennende Feuerung für Locomotiven.

Von

Duméry.

(Hierzü Tafel 17.)

Das vierte Heft der „Annales des mines“ auf 1857 enthält den Bericht einer aus den Ingenieurs Thoyot, Couche und Lamé Fleury zusammengesetzten Commission zur Prüfung des von Duméry erfundenen Apparates zur Verbrennung von Steinkohle unter den Locomotivkesseln. Derselbe führt die Ursachen auf, welche überhaupt die Verwendung der Steinkohle statt Cokes zur Feuerung der Locomotiven wünschenswerth macht, sowie die Versuche, welche in dieser Beziehung angestellt worden sind und enthält dann über die auf Tafel 17 dargestellte neue Feuerungseinrichtung von Duméry folgende Angaben.

Der Duméry'sche Apparat für gewöhnliche Dampfkessel, dessen Einrichtung aus Figur 7 auf Tafel 16 zu erkennen ist, gehört bekanntlich zu denjenigen Feuerungen, wo das Brennmaterial von unten aufgegeben wird; seine Anwendung auf Locomotiven gelang erst nach vielen Versuchen und die Commission hat diese Einrichtung namentlich an der Personenzugs-Locomotive la Ville de Lizy auf der Bahn zwischen Paris und Meaux genauer studirt. Duméry beabsichtigt, der Rauchentwickelung dadurch vorzubeugen, daß er das frische Brennmaterial in kleinen und regelmäßigen Quantitäten unter den brennenden Kohlen aufgiebt, damit die daraus entwickelten Gase von Letzteren entzündet und verbrannt werden. Sein Apparat besteht im Princip aus zwei krummen rectangulären Fülltrichtern ABC (Figur 1 und 2 auf Tafel 17), welche zu beiden Seiten des Feuerraumes angebracht sind und deren Oeffnungen C die ganze Breite desselben einnehmen. Statt des gewöhnlichen ebenen Rostes ist ein sattelförmiger Rost ma zwischen den Oeffnungen C der Fülltrichter angebracht und die Kohle, welche vermöge ihrer Schwere aus den nach unten sich erweiternden Trichtern nach dem Fuße dieses sattelförmigen Rostes fällt, wird durch eine mechanische Vorrichtung auf demselben in die Höhe geschoben.

Geht man nun auf die Details der Ausführung ein, so findet man, daß der Rost aus 12 in der Richtung der Länge der Locomotive liegenden Stäben aa, bb besteht, wovon die 8 mittleren Stäbe eine schüttelnde Bewegung mitgetheilt erhalten, damit sich keine Schlacken und Asche anhäufen könne. Die übrigen Roststäbe sind ganz wie gewöhnlich und dienen dazu, die brennenden Kohlen nach Beendigung der Fahrt herauszunehmen. Weil es an Platz fehlte, um an den Seitenwänden der Feuerbüchse einen einzigen Fülltrichter anzubringen, so ist derselbe getheilt worden, und man hat (Figur 3, 4, 6) auf jeder Seite einen Trichter AB dicht hinter dem letzten Räderpaare, welcher ungefähr zwei Drittel des Feuers bedient, und einen zweiten Trichter $A_1 B_1$ angebracht, welcher den übrigen Rost bedient und zwischen dem betreffenden Rade und der äußeren Wand des Feuers liegt. Sie sind von Blech und mit voller Wand. Der untere Theil BC und $B_1 C_1$ derselben ist aber aus transversalen Roststäben def gebildet, welche von zwei Querstäben l, m getragen werden, und darunter befindet sich die Vorrichtung zum Nachschieben der Kohle.

Diese besteht aus einer Welle GH parallel zu den tiefsten Punkten e der Roststäbe def, welche eine Reihe von Wellfüßen rs, st trägt und von der Vorderaxe des Tenders beliebig in Umdrehung gesetzt werden kann, wie wir sogleich sehen werden. Die Wellfüße rs und st, deren Spitzen diametral gegenüberliegen, bewegen sich in Schlitzen, die in den Querstäben def gelassen sind und sind auf der arbeitenden Seite convex gekrümmt, sodaß sie bei der Umdrehung die darüberliegende Kohle aufheben und nach dem sattelförmigen Roste zuschieben.

Ebenso, wie die äußere Seite der Fülltrichter aus einer massiven Wand und einer durchbrochenen Wand def gebildet wird, besteht auch die innere Wand am oberen Ende bis nach h aus einer vollen Blechtafel und von h bis i aus einer rostförmigen Wölbung, welche die untere Partie der Feuerbüchsenwand durch einen continuirlichen Luftzutritt gegen die Gluth des Feuers abkühlen soll.

Man erräth von selbst, wie der Gang des Einfeuerns zu nehmen ist. Wenn die Fülltrichter und der Rost mit frischer Kohle, auf welche man eine Lage von Rückständen des letzten Feuers ausgebreitet hat, gefüllt sind, so feuert man wie gewöhnlich an, was nur ungefähr 40 Minuten dauert.*) Die Kohle destillirt sich ab und die Gase ver-

*) Die Commission beobachtete hierüber am 11. August 1857 Folgendes:

11 Uhr Anfang des Anfeuerns; Manometerstand 0; schwacher Rauch;
11 „ 15 Min. Manometerstand 1 Atmosphäre.
11 „ 20 „ Es wird nachgeschürt. Der Aufgeber wird geschlossen.
11 „ 25 „ Manometerstand 1,5 Atm.; das Feuer brennt lebhaft; der Aufgeber ist etwas geöffnet; leichter Rauch.

mischen sich bei höherer Temperatur mit der von unten zutretenden atmosphärischen Luft, entzünden sich in der zu durchströmenden Lage glühender Kohle und verbrennen ohne allen Rauch.

Im Normalzustande enthält der Herd 250 Kilogramme Steinkohle, indem er im Mittel 15 Centimeter hoch bedeckt ist. Die Brennmaterialschicht zeigt eine ziemlich horizontale Oberfläche und die Fülltrichter werden stets voll erhalten. Von Zeit zu Zeit läßt man die Welle mit den Wellfüßen eine Umdrehung machen, und schiebt so etwas frische Kohle nach, um die verbrannte zu ersetzen. Die Verbrennung erfolgt sonach gleichsam in einem geschlossenen Raume, da die Feuerthüre stets verschlossen bleibt und nur mit einer Nachsehöffnung V versehen ist. Es muß aber ein Gleichgewichtszustand zwischen der Erzeugung- und Verbrennung der Cokes erlangt werden, damit dieselben nicht zu schnell verbrennen und keine unverkokste Steinkohle blos gelegt wird, was Rauchentwickelung geben würde; jedoch lehrt die Erfahrung bald das richtige Verhältniß des Nachschürens finden, da die Oberfläche der Brennmaterialmasse stets den Anblick von glühenden Cokes haben muß, und es ist als ein Vorzug des Duméry'schen Apparates anzusehen, daß der Heizer stets ohne Befürchtung der Verminderung der Spannung aufschütten kann, da sich im Gegentheil hierauf stets fast unmittelbar eine Erhöhung derselben beobachten läßt.

Aus Figur 4 ersieht man, wie die rotirende Bewegung der Wellfüße rs und st erzeugt wird. Auf der Vorderare des Tenders sitzt eine Schraube ohne Ende, welche in ein Zahnrad greift, das durch ein doppeltes, allen horizontalen und verticalen Bewegungen des Fahrzeuges nachgebendes Gelenk damit in Eingriff erhalten wird.*) Von hier aus wird eine Welle mit Mitnehmern in Umdrehung versetzt, welche durch ein Pedal z auf der Plattform der Maschine beliebig aus- und eingerückt werden kann und ihre Bewegung mittelst der Zahnräder 1, 2, 3 und 4 auf eine Querwelle überträgt, welche mittelst der Schrauben ohne Ende x und der Zahnräder 5 die Wellen GH, $G_1 H_1$ mit den Wellfüßen bewegt. Um für den Fall einer Beschädigung im gehenden Zeuge gedeckt zu sein, ist durch eine per Hand zu bewegende Welle mit dem Rade 6 die Möglichkeit gegeben, die Wellfüße direct zu bewegen.

Die Figur 5 zeigt den Mechanismus, durch welchen die acht Roststäbe aa bewegt werden. Er ist dem Obigen ähnlich und ist symmetrisch unter dem Tender angebracht; jedoch ist daran die Ausrückevorrichtung weggelassen, welche überflüssig ist, weil die schwingende Bewegung der Roststäbe ununterbrochen fortgeht, und andererseits ist ein Hebel uv beigefügt, dessen einer Drehpunkt u excentrisch auf die Welle aufgesteckt ist, während der andere an dem Sector gvk befestigt ist. Dieser Sector erhält also eine oscillirende Bewegung, welche die daran befestigten Stäbe aa theilen. Letztere sind in acht, nach einem Kreisbogen über den Sector vertheilten Ellipsen mit vielem Zwischenraum mit ihren Enden eingelassen und schwingen übrigens frei auf ihren anderen Enden.

Schließlich ist dieser Beschreibung noch beizufügen, daß Duméry während des Stehens der Maschine auf den Stationen durch ein 22 Millimeter weites Kupferrohr mit 6 Millimeter weiter Düse Dampf in den Schornstein strömen läßt, um den Zug zu befördern.

Man bemerkt an den dem Feuer ausgesetzten Theilen keine auffällige Abnutzung; wenn Kohlen auf den Weg fallen, so befinden sie sich nicht, wie bei anderen Locomotiven, im höchsten glühenden Zustande; die Dampfproduction ist gut, und obgleich die Maschine, an welcher dieser Apparat angebracht worden ist, eine Maschine von nicht sehr beliebter Einrichtung ist, so legen die Züge doch stets die Tour in der reglementsmäßigen Zeit zurück; feuert man bei dieser Maschine auf die gewöhnliche Weise mit Steinkohle,*) so entwickelt sie dicken Rauch ungeachtet eines gegebenen starken Dampfstrahles.

Die auf der Ostbahn angewendete Steinkohlensorte ist übrigens keineswegs günstig. Die Saarbrückner Kohle ist nämlich mager, sehr unrein, destillirt sehr rasch und giebt viel Rauch, der bei gewöhnlichen Rosten ganz unerträglich ist, hinterläßt auch 15 Procent Asche. Auch der Treppenrost ist dabei nicht anwendbar, weil er sehr rasch zerstört wird (oft schon nach wenigen Fahrten) und den Rauch nicht vermindert. Man verwendet diese Kohle in Stücken, welche durch ein Sieb von 8,5 Centimeter weiten, 9 Centimeter langen Maschen hindurchfallen, aber nicht durch Maschen von 6 auf 6,5 Centimeter Größe hindurchgehen.

---

11 Uhr 30 Min. Manometerstand 2 Atm.; der Aufgeber ist halb offen; es wird nachgeschürt; es zeigt sich kein Rauch wieder.

11	=	32	=	Manometerstand		2,5	Atmosphären,
11	=	33	=	=	=	3	=
11	=	34	=	=	=	3,5	=
11	=	35	=	=	=	4	=
11	=	36	=	=	=	5	=
11	=	37	=	=	=	6	=

Das Feuer wurde ausgeworfen, als die Spannung auf 7 Atmosphären gestiegen war.

*) Bei der betreffenden Maschine hat das Zahnrad 25 Zähne, was auf 25 Drehungen der Tenderare eine, oder 315 Umdrehungen pro Kilometer giebt, und die übrigen Umsetzungen sind so getroffen, daß sich nach Durchlaufung von 750 Meter Weg eine Nachschüttung ergiebt. Man kann aber natürlich sehr leicht diese Verhältnisse abändern, sodaß das Aufgeben in kürzeren oder längeren Zwischenräumen erfolgt.

*) Die Möglichkeit, dies zu thun, giebt eine weitere Sicherheit; käme der Apparat außer Ordnung, so feuert man wie gewöhnlich und muß dann freilich den Rauch ertragen.

Wenn die Comission auch noch keine bestimmten Zahlendata angeben kann (wozu sie ihren Bericht zu lange hätte verschieben müssen), so kann sie doch von der Versuchsmaschine Folgendes anführen. Da auf der Ostbahn die Cokes reiner sind, als die Steinkohlen, so erhalten die Heizer 3 Kilogramme Steinkohle statt 2 Kilogramme Cokes und die Züge nach Meaux würden also 8,5 Kilogramme Coke oder 12,75 Kilogramme Steinkohle pro Kilometer brauchen, die Versuchsmaschine mit dem Duméry'schen Apparate braucht aber nur 10,8 Kilogramme und macht also mehr als 20 Procent Profit. Ueberhaupt ist kein Grund vorhanden, daran zu zweifeln, daß die Vortheile, welche dieser Apparat bei stehenden Kesseln gewährt, auch bei Locomotivkesseln hervortreten werden. Uebrigens ist die Brennmaterialersparniß nicht die einzige Rücksicht, welche in Frage zu ziehen ist, vielmehr stand für die Ostbahn die Rauchverbrennung im Vordergrunde und diese ist vollkommen zu nennen. Bedauert daher auch die Commission, daß sie die Anwendung dieses Apparates nicht an einer Crampton'schen Locomotive habe prüfen können, so hält sie denselben dennoch für so vortheilhaft, daß sie kein Bedenken trägt, ihn allen Eisenbahngesellschaften zu weiteren Versuchen anzuempfehlen.

Darcy's neue Versuche über die Bewegung des Wassers in Canälen und Röhren.

Mitgetheilt von

K. R. Bornemann.

Aus einem im Jahre 1856 in Paris erschienenen umfangreichen und ausgezeichnet ausgestatteten Werke mit dem Titel: „Les Fontaines publiques de la ville de Dijon. Exposition et Application des principes à suivre et des formules à employer dans les questions de Distribution d'eau, Ouvrage terminé par un appendice relatif aux Fournitures d'eau de plusieurs villes, au Filtrage des eaux et à la Fabrication des tuyaux de fonte, de plomb, de tôle et de bitume, par Henry Darcy, inspecteur générale des ponts et chaussées", entlehnen wir nachstehend ein Paar Abschnitte über die Bewegung des Wassers in Canälen, Röhren und Filtern, welche eine neue Theorie dieser Bewegung enthalten, und fügen die Vergleichung mit der zeitherigen Theorie bei.

Vorher sei es uns aber gestattet, über den reichen Inhalt dieses Werkes zu berichten, welches 81 Bogen stark ist und von einem Atlas von 28 Kupfertafeln begleitet wird. Wie schon der oben angegebene vollständige Titel zeigt, umfaßt dieses Werk nicht nur die ausführliche Beschreibung der zur Versorgung der Stadt Dijon mit Quellwasser geschehenen Vorarbeiten und Anlagen, sammt Kostenberechnung, sondern legt überhaupt die Principien der Wasserversorgung von Städten dar und fügt manches Neue über die Herstellung der Wasserleitungsröhren und Filtriranstalten bei. Man findet außerdem darin behandelt den Ursprung der Quellen und ihre Eigenthümlichkeiten, die Aufsuchung derselben, die artesischen Brunnen, die Springbrunnen, das Wassermessen und verschiedene administrative und juristische Fragen, und wir dürfen behaupten, daß diese Arbeit das vollständigste und gründlichste Werk über die Wasserversorgung von Städten ist, welches wir besitzen.

Darcy glaubt ein neues Gesetz über die Bewegung des Wassers in Canälen und Röhrenleitungen entdeckt zu haben, und wir theilen im Folgenden die hierüber angestellten Versuche und Folgerungen mit.

Bewegung des Wassers in Canälen.

Der Querschnitt des Canales, in welchem die Versuche angestellt wurden, hatte 0,9 Meter Höhe unter dem Schlußsteine des halbkreisförmigen Gewölbes und 0,54 Meter Weite. Das Gefälle wechselte zwischen 0,00086 und 0,00715 Meter pro Meter Länge und die Länge der Strecken, mit welchen Beobachtungen angestellt wurden von 272 bis 3949 Meter. Die Geschwindigkeit wurde durch Schwimmer gemessen, wobei allerdings die Befürchtung ausgesprochen werden kann, daß die Ergebnisse nicht ganz zuverlässig sein möchten, weil der Canal zugewölbt war, jedoch sind nur diejenigen Versuche beibehalten worden, wo der Schwimmer an den verschiedenen Zwischenpunkten, an denen Visitirlöcher angebracht waren, in regelmäßigen Zeitintervallen anlangte. Die Beobachtungen über die Maximalgeschwindigkeit waren fast sämmtlich ganz befriedigend, dagegen weniger gut diejenigen über die mittlere Geschwindigkeit, namentlich bei starken Gefällen und geringem Wasserstande.

Die Wassermenge wurde durch das Aichverfahren gefunden, indem das Reservoir bei dem Wilhelmsthor als Aichgefäß diente. Man arbeitete mit 0,0874, 0,0669, 0,0446 und 0,0236 Cubikmeter Ausflußmenge.

Die Resultate sind in folgendem Täfelchen enthalten:

Gefälle pro Meter Länge	Wassermenge in Cubikmetern pro Secunde: 0,0874			0,0669			0,0446			0,0236		
	Tiefe in Metern	Geschwindigkeit pro Secunde in Metern		Tiefe in Metern	Geschwindigkeit pro Secunde in Metern		Tiefe in Metern	Geschwindigkeit pro Secunde in Metern		Tiefe in Metern	Geschwindigkeit pro Secunde in Metern	
Meter		mittlere	größte		mittlere	größte		mittlere	größte		mittlere	größte
0,00086	0,26	0,6225	0,76	0,21	0,59	0,70	„	„	0,62	0,112	0,39	0,49
0,001	0,245	0,661	0,844	0,1985	0,624	0,76	0,156	0,53	0,7035	0,104	0,42	0,5445
0,00199	0,206	0,787	1,02	„	„	„	„	„	„	„	„	„
0,00387	0,167	0,969	1,30	0,145	0,854	1,19	0,105	0,79	1,03	„	„	0,81
0,00405	0,161	1,005	1,29	0,137	0,904	1,16	0,110	0,75	1,03	„	„	0,79
0,00488	„	„	1,411	„	„	1,264	„	„	1,117	„	„	0,868
0,005032	0,143	1,132	1,397	0,117	1,058	1,236	„	„	1,086	0,0624	0,70	0,858
0,006576	0,131	1,235	1,683	0,112	1,105	1,529	0,086	0,96	1,359	„	„	1,066
0,00698	0,1285	1,260	1,723	„	„	1,519	0,0802	1,030	1,374	0,0553	0,79	1,091
0,00715	„	„	1,746	„	„	„	„	„	„	„	„	„
0,0104	0,110	1,471	2,158	„	„	2,000	„	„	1,722	„	„	1,314

Darcy macht nun über die Abhängigkeit zwischen der mittleren Geschwindigkeit u und dem Gefälle i die Annahme

$$a u^2 = \frac{L H}{L + 2 H} i,$$

wo L die Bodenbreite und H die Wassertiefe bedeutet, und berechnet nach den Versuchen den Coefficienten a, wobei sich ergiebt, daß derselbe zunimmt, wenn die Wassertiefe abnimmt, und daß er dem Gesetz

$$a = 0{,}00025 + \frac{0{,}0000147}{H}$$

entspricht, wie nachstehende Vergleichung der Werthe von a nach der Beobachtung und der Berechnung zeigt:

Wassermenge in Cubikmetern pro Secunde	Gefälle pro Meter	Mittlere Geschwindigkeit pro Secunde in Metern	Wassertiefe in Metern	Coefficient a nach der Beobachtung	Coefficient a nach der Formel	Differenzen
0,0874	0,00086	0,6225	0,26	0,00029395	0,00030654	+ 0,00001259
„	0,001	0,661	0,245	29398	31000	+ 1602
0,0669	0,00086	0,590	0,210	29183	32000	+ 2817
0,0874	0,00199	0,787	0,206	37543	32136	— 5407
0,0669	0,001	0,624	0,1985	29380	32406	+ 3026
0,0874	0,00387	0,969	0,167	42534	33801	— 8733
„	0,00405	1,005	0,161	40445	34128	— 6317
0,0446	0,001	0,530	0,156	35199	34423	— 0776
0,0669	0,00387	0,854	0,145	50082	35133	— 14949
0,0874	0,005032	1,132	0,143	36706	35281	— 1425
0,0669	0,00405	0,904	0,137	45056	35726	— 9330
0,0874	0,006576	1,235	0,131	38045	36217	— 1820
„	0,00698	1,260	0,1285	38278	36440	— 1838
0,0669	0,005032	1,058	0,117	36726	37554	+ 0328
„	0,006576	1,105	0,112	42634	38125	— 4509
0,0236	0,00086	0,390	0,112	44863	38125	— 6738
0,0874	0,00104	1,471	0,110	37565	38364	+ 0799
0,0446	0,00405	0,750	0,110	56337	38364	— 17973
„	0,00387	0,790	0,105	46677	39061	— 7616
0,0236	0,001	0,420	0,104	42562	39135	— 3427
0,0446	0,006576	0,960	0,086	46559	42086	— 4473
„	0,00698	1,030	0,0802	40675	43332	+ 2657
0,0236	0,005032	0,700	0,0624	52080	48545	— 3535
„	0,00698	0,790	0,0553	51354	51572	+ 0218

Zur Erleichterung der Beurtheilung haben wir die Differenzen beigesetzt. Dieselben zeigen, daß die Darcy'sche Formel doch nicht ganz befriedigend ist, denn die Differenzen sind zum größten Theil negativ und betragen im Mittel 16 bis 20 Procent. Läßt man dieselbe aber gelten, so erhält man die allgemeine Formel:

$$\left(0{,}00025 + \frac{0{,}0000147}{H}\right) u^2 = \frac{L H}{L + 2 H} i .$$

Auch für die Abhängigkeit der größten Geschwindigkeit des Querschnittes vom Gefälle bildet Darcy eine ähnliche Formel

$$\left(\alpha' + \frac{\beta'}{H}\right) V^2 = \frac{LH}{L + 2H} i$$

und findet für α' den Werth 0,0001751
" β' " " 0,00000575.

Die Vergleichung erleichtert folgende Tafel:

Wassermenge in Cubikmetern pro Secunde	Gefälle pro Meter	Werthe von H		Größte Geschwindigkeit V		Differenzen
		wirkliche	nach der Curve	wirkliche	berechnete	
0,0874	0,00086	0,260	0,263	0,76	0,763	+ 0,003
	0,001	0,245	0,250	0,844	0,809	— 0,035
	0,00199	0,206	0,196	1,02	1,051	+ 0,031
	0,00387	0,167	0,154	1,30	1,337	+ 0,037
	0,00405	0,161	0,152	1,29	1,360	+ 0,07
	0,005032	0,143	0,141	1,397	1,469	+ 0,072
	0,006576	0,131	0,129	1,683	1,617	— 0,066
	0,00698	0,1285	0,1265	1,723	1,651	— 0,072
	0,00104	0,110	0,111	2,158	1,899	— 0,259
0,0669	0,00086	0,210	0,217	0,70	0,716	+ 0,016
	0,001	0,1985	0,206	0,76	0,759	— 0,001
	0,00387	0,145	0,128	1,19	1,236	+ 0,046
	0,00405	0,137	0,1268	1,16	1,259	+ 0,099
	0,005032	0,117	0,1175	1,236	1,356	+ 0.120
	0,006576	0,112	0,108	1,529	1,491	— 0,038
0,0446	0,001	0,156	0,155	0,7035	0,681	— 0,0225
	0,00387	0,105	0,0987	1,03	1,095	+ 0,065
	0,00405	0,110	0,0972	1,03	1,112	+ 0,082
	0,006576	0,086	0,0834	1,359	1,310	— 0,040
	0,00698	0,0802	0,0818	1,374	1,336	— 0,038
0,0236	0,00086	0,112	0,1062	0,49	0,535	+ 0,045
	0,001	0,104	0,1012	0,5445	0,563	+ 0,0185
	0,005032	0,0624	0,0610	0,858	0,964	+ 0,106
	0,00698	0,0553	0,0562	1,091	1,082	— 0,009

Die beigefügten Differenzen zeigen, daß die Abweichungen hier ansehnlich kleiner sind, und daß diese Formel also innerhalb der Geschwindigkeiten von 0,5 bis 2 Meter und für gemauerte Canäle mit glatten Wänden (der betreffende Aquäduct war mit Cement von Pouilly berappt und geputzt) anwendbar sei.

Meistentheils kann man das mit H behaftete Glied vernachlässigen und erhält dann einfacher für die mittlere Geschwindigkeit

$$u = \sqrt{\frac{LH}{L + 2H} \cdot \frac{i}{0{,}00025}} = 63{,}246 \sqrt{\frac{LH}{L + 2H} i}$$

und für die größte Geschwindigkeit des Querschnittes

$$V = \sqrt{\frac{LH}{L + 2H} \cdot \frac{i}{0{,}0001751}} = 75{,}571 \sqrt{\frac{LH}{L + 2H} i},$$

woraus sich die einfache Abhängigkeit

$$u = 0{,}8369\, V$$

ergeben würde.

Für Canäle mit minder glatten Wänden sind jedenfalls andere Coefficienten nöthig, und da Darcy gegenwärtig in Gemeinschaft mit dem bekannten Hydrauliker Baumgarten mit einer großartigen Versuchsreihe über die Bewegung des Wassers in offenen Canälen beschäftigt ist, so dürfte in Kurzem dieser Zweig der Hydraulik durch die schätzbarsten Beobachtungen bereichert sein.

Vergleicht man die neuen Formeln von Darcy mit den älteren, jetzt allgemein angenommenen Formeln, welche in der obigen Bezeichnungsweise den Ausdruck*)

$$\frac{LH}{L + 2H} \frac{i}{u^2} = 0{,}00034049 + \frac{0{,}0000136142}{u}$$

erhalten, während Darcy gefunden hat:

$$\frac{LH}{L + 2H} \frac{i}{u^2} = 0{,}00025 + \frac{0{,}0000147}{H},$$

so bemerkt man zunächst den Hauptunterschied, daß der Reibungswiderstand bei Darcy dem Quadrat der mittleren Geschwindigkeit und der relativen Wassertiefe proportional wächst, während er nach der Prony'schen Formel dem Quadrat und der ersten Potenz der Geschwindigkeit proportional angenommen ist und zweitens enthält die Darcy'sche Formel niederigere Coefficienten, was sich durch die größere Glätte der Wände des Canales erklären würde.

---

*) Vergl. die Bearbeitung der früheren Versuche durch den Referenten im „Polytechnischen Centralblatt", 1845, VI., 7., S. 312.

Die Idee, den Wasserstand in die Formeln für die Bewegung des Wassers in Canälen und Flüssen einzuführen, ist übrigens für Deutschland nicht neu, indem bekanntlich Herr J. W. Lahmeyer in seinem unter dem Titel: „Erfahrungsresultate über die Bewegung des Wassers in Flußbetten und Canälen", Braunschweig 1845, erschienenen Werke, welches in der älteren Folge dieser Zeitschrift („Der Ingenieur", Bd. I, S. 28, 228 und 329) ausführlich besprochen worden ist, eine ähnliche Hypothese aufgestellt hat und zu einer ähnlichen Formel gelangt ist. Diese Formel heißt:

$$\frac{q}{p}\frac{i}{u^2} = 0{,}00001444 + \frac{0{,}0007675}{w+2} + \left(0{,}000006094 - \frac{0{,}000064}{w+1{,}5}\right)u$$

für hannöversches Maß, wenn

q den Querschnitt des Wassers,

p den Umfang desselben,

w den Wasserstand über dem absolut niedrigsten Wasserstande der Flüsse

bedeutet, und wenn man dieselbe auf Metermaß umrechnet und das mit w behaftete, gegen die übrigen Größen sehr kleine Glied wegläßt, so nimmt die Lahmeyer'sche Formel folgende Gestalt an:

$$\frac{q}{p}\cdot\frac{i}{u^2} = 0{,}000004216 + \frac{0{,}0007675}{w+6{,}8}$$

hat also die größte Aehnlichkeit mit der Formel von Darcy, nur wird unter w nicht die gesammte Wassertiefe H, sondern blos die Anschwellung über ein imaginäres Niveau verstanden, auch hat das mit w behaftete Glied der Formel einen viel bedeutenderen Einfluß als in der Darcy'schen Formel. Die Resultate beider Formeln dürften aber sehr wenig zusammenstimmen. Freilich sind auch die Versuche von Darcy in einem rectangulären, sehr regelmäßigen Canale mit geringen Wassertiefen von 5 bis 26 Centimeter angestellt worden, während sich die Lahmeyer'schen Versuche auf große Ströme mit mannichfachen Unregelmäßigkeiten im Bette und auf viel bedeutendere Wassertiefen beziehen.

Auch die von Herrn P. Rittinger in Nr. 3 und 4 der „Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereines" für 1855 gegebene neue Formel für die Bewegung des Wassers in Canälen führt die Wassertiefe als wesentliches Element ein, bricht aber vollkommen mit der älteren Theorie und schreibt sich ganz einfach:

$$U = mH + nT = 0{,}355\,H + 1{,}318\,T,$$

wenn U die mittlere Geschwindigkeit des Querschnittes, T die Wassertiefe (beides in Wiener Fußen) und H das Gefälle in Decimallinien oder $^1/_{1000}$ der Länge bedeutet.

Freilich kann man bei näherer Betrachtung der Tabelle mit den Beobachtungsdaten nur wenig Vertrauen zu den Versuchen gewinnen, da die Wassertiefen größtentheils nur wenige Zolle betragen, was vermuthen läßt, daß die Bewegung des Wassers meistentheils eine beschleunigte und keine gleichförmige gewesen sei, und da überhaupt die Angaben sehr mangelhaft sind. Wäre die Formel richtig, so würde also der Perimeter ganz ohne Einfluß sein, was sehr unwahrscheinlich ist, ja bei einigermaßen bedeutenden Wassertiefen und geringen Gefällen würde der Einfluß des Gefälles gegen denjenigen der Wassertiefe ganz verschwinden, und es würde hieraus das Curiosum folgen, daß die Bewegung des Wassers ganz unabhängig vom Gefälle würde, je tiefer der Strom wäre. Die Uebereinstimmung der Formel mit den Versuchen ist auch durchaus unbefriedigend, sodaß man ernstlich vor der Anwendung der Rittinger'schen Formel warnen muß.

Ueberhaupt aber will es uns scheinen, daß die Wassertiefe an sich nicht wohl in Frage kommen könne. Wenn sich bei den Darcy'schen Versuchen eine Beziehung zwischen dem Coefficienten a und der Wassertiefe herausgestellt hat, so darf man nicht vergessen, daß Darcy mit Canälen von rectangulärem Querschnitt operirte, wo die Wassertiefe sehr leicht mit dem Quotienten $\frac{q}{p}$ verwechselt werden kann, wenn q den Querschnitt und p den benetzten Perimeter bedeutet. Ist z. B., wie dies nach der Theorie am vortheilhaftesten wäre, die Breite b gleich der doppelten Tiefe t, so wird $q = 2t^2$ und $p = 4t$, also $\frac{q}{p} = \frac{t}{2}$. Es wäre daher wohl natürlicher, wenn man die Abhängigkeit

$$a = \alpha + \beta \cdot \frac{p}{q}$$

zu Grunde gelegt hätte. Bei den in der obigen Tabelle angeführten Versuchen sind die Wassertiefen meist sehr gering und wachsen von $^1/_{10}$ bis $^1/_2$ der Breite, folglich variiren die Quotienten $\frac{p}{q}$ zwischen $\frac{1{,}2}{t}$ und $\frac{2}{t}$ und statt des Werthes

$$a = 0{,}00025 + \frac{0{,}0000147}{H}$$

würde man ungefähr einen Werth

$$a = 0{,}00025 + \frac{0{,}000009\,p}{q}$$

erhalten, sodaß die vollständige Formel heißen würde:

$$\frac{q}{p}\,i = \left(0{,}00025 + \frac{0{,}000009\,.\,p}{q}\right)u^2.$$

Eine specielle Berechnung der Versuche kann erst zeigen, wie weit diese Vermuthung begründet sein mag.

Will man für regelmäßige Canäle und Gerinne die Formel von Darcy annehmen, und dabei die günstigsten Verhältnisse des Profiles einführen, so muß man $L = 2H$ machen. Es folgt sodann

$$\frac{2H^2}{4H}\cdot\frac{i}{u^2}=\frac{Hi}{2u^2}=0{,}00025+\frac{0{,}0000147}{H},$$

und weil die Wasserführung $Q = HL.u = 2H^2u$ ist, also $u=\frac{Q}{2H^2}$ gesetzt werden kann,

$$\frac{H^5 i}{Q^2}=0{,}000125+\frac{0{,}00000735}{H}.$$

Man findet also die zur Fortführung eines Wasserquantums Q bei dem Gefälle i erforderliche Wassertiefe und Canalbreite durch die Formeln:

$$H=\sqrt[5]{\frac{Q^2}{i}\left(0{,}000125+\frac{0{,}00000735}{H}\right)}$$

$$=0{,}16572\sqrt[5]{\frac{Q^2}{i}\left(1+\frac{0{,}0588}{H}\right)} \text{ und}$$

$$L=2H.$$

Diese Formeln setzen allerdings bereits Bekanntschaft des gesuchten Werthes von H voraus, man muß also zunächst H blos aus der Gleichung

$$H=0{,}16572\sqrt[5]{\frac{Q^2}{i}}$$

bestimmen und diesen Werth in den Bruch $\frac{0{,}0588}{H}$ substituiren, um einen richtigeren Werth dafür zu erhalten.

Ebenso findet man das erforderliche Gefälle i, um ein Wasserquantum Q in einem Gerinne von der Tiefe H und der Breite $L = 2H$ fortzuführen durch die Formel:

$$i=\left(0{,}000125+\frac{0{,}00000735}{H}\right)\frac{Q^2}{H^5}.$$

Endlich folgt die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch einen regelmäßigen rectangulären Graben mit dem Gefälle i, der Wassertiefe H und der Breite 2 H, abfließt, aus der Formel:

$$u=\sqrt{\frac{H^2 i}{0{,}0005\,H+0{,}0000294}}$$

und bei größeren Geschwindigkeiten kann man statt dieser drei Formeln sagen:

$$u=\sqrt{\frac{Hi}{0{,}0005}}=44{,}721\sqrt{Hi}$$

$$i=0{,}000125\cdot\frac{Q^2}{H^5}$$

$$Q=89{,}443\sqrt{H^5 i}$$

$$H=0{,}166\sqrt[5]{\frac{Q^2}{i}}.$$

Bewegung des Wassers in Röhren.

Das mit der Ueberschrift: „Versuche über die Bewegung des Wassers in dem Röhrennetz der Wasserversorgung in Dijon", versehene Capitel giebt zunächst das Referat von Morin über eine von Darcy der Academie überreichte ausführliche Darlegung seiner in Paris angestellten Versuche. Dieselbe beginnt mit einer Kritik der älteren Arbeiten über diesen Gegenstand, so weit sie von Franzosen herrühren, und folgert hieraus die Nothwendigkeit weiterer Versuche über den Einfluß der Beschaffenheit der Röhrenwand und der Weite der Röhren auf die Ausflußmenge. Darcy's Versuche wurden mit Röhren von sehr kleinem Durchmesser bis zu 50 Centimeter Weite und von der verschiedensten Beschaffenheit (gezogene eiserne und bleierne, mit Theer ausgestrichene eiserne und neue gläserne, alte verrostete und ganz neue gußeiserne Rohre u. s. w.) angestellt, man befleißigte sich der größten Vorsicht bei Bestimmung der Wassermenge und der Calibrirung der Röhren, beobachtete die Piëzometerstände im Reservoir, aus welchem die Röhren gespeist wurden, im Rohre, an einer Stelle unterhalb der Einmündung, wo bereits die gleichförmige Bewegung eingetreten sein mußte, so wie bei 50 und 100 Meter Abstand für die weiteren oder in Abständen von 25 Meter für die engeren Röhren und brauchte große Sorgfalt bei der Aufstellung der Röhren. Die Zahl der Versuche betrug 198 und die mittlere Geschwindigkeit stieg von 0,03 bis zu 5 und 6 Meter pro Secunde.

Als Hauptergebnisse hebt Morin hervor, erstens daß diese Versuche einen sehr merklichen Einfluß der Beschaffenheit der Röhrenwand auf die Ausflußmenge nachweisen, und zweitens, daß sie auf einen größeren Einfluß des Röhrendurchmessers hindeuten, als aus den Prony'schen Formeln folgt.

Wenn sich auch im Allgemeinen (mit Ausnahme sehr enger Röhren) für jede Röhrengattung die Prony'sche Formel

$$RI = av + bv^2$$

bewährt, so verändern sich doch die Werthe der Coefficienten a und b, und es gelten für gleichweite Röhren von verschiedener Beschaffenheit oder für Röhren von gleicher Beschaffenheit und verschiedener Weite durchaus nicht gleiche Coefficienten. Bei den mit Rost oder anderen Niederschlägen überzogenen Röhren zeigte sich der Widerstand blos dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional, während derselbe bei sehr engen und glatten Röhren nur der ersten Potenz der Geschwindigkeit proportional war; in jenem Falle ist also a, in letzterem Falle $b = 0$.

Das Dubuat'sche Princip, daß der Röhrenreibungswiderstand von dem Wasserdruck unabhängig sei, wurde bestätigt gefunden.

Nachstehende Tabelle enthält die von Darcy für glatte neue gußeiserne Röhren gefundenen Coefficienten der Formel

$$RI = b_1 v^2,$$

worin R den Röhrenhalbmesser in Metern,
I das Gefälle pro Längeneinheit,
v die Ausflußgeschwindigkeit in Metern,
b_1 einen Erfahrungscoefficienten bedeutet.

Halbmesser R Meter	Coefficient b_1	Halbmesser R Meter	Coefficient b_1	Halbmesser R Meter	Coefficient b_1
0,005	0,001801	0,09	0,000578	0,195	0,000540
0,01	1154	0,095	575	0,20	539
0,0135	0,000986	0,10	571	0,205	538
0,015	938	0,105	568	0,21	537
0,02	830	0,108	566	0,215	537
0,025	765	0,11	565	0,22	536
0,027	746	0,115	563	0,225	535
0,03	722	0,12	560	0,23	535
0,035	691	0,125	558	0,235	534
0,04	668	0,13	556	0,24	533
0,0405	666	0,135	554	0,245	533
0,045	650	0,14	553	0,25	532
0,05	636	0,145	551	0,275	530
0,054	626	0,15	550	0,30	528
0,055	624	0,155	548	0,325	526
0,06	614	0,16	547	0,35	525
0,065	606	0,1625	546	0,375	524
0,067	602	0,165	546	0,40	523
0,07	599	0,17	545	0,425	522
0,075	593	0,175	543	0,45	521
0,08	587	0,18	542	0,475	520
0,081	586	0,185	541	0,50	519
0,085	583	0,19	541		

Darcy fügt hinzu, daß für solche Röhren, welche mit einem dünnen Ueberzuge durch Rost oder dergleichen versehen seien, in der Praxis das doppelte Gefälle gerechnet werden müsse, und daß man, um durch solche ein gewisses Wasserquantum abführen zu können, auch auf die erfolgte Verengerung Rücksicht nehmen müsse, weshalb man die Weite ursprünglich um etwas größer nehmen müsse, und zwar verhältnißmäßig um so größer, je enger die Röhren seien.

Ehe wir unserer Quelle weiter folgen, wird es interessant sein, die Weisbach'sche Theorie, welche sich ebenfalls auf eine große Zahl von Versuchen stützt, mit vorstehenden Angaben zu vergleichen.

Herr Bergrath Weisbach hat die Formel

$$h = \left(1 + \zeta \frac{l}{d}\right) \frac{v^2}{2g} \text{ aufgestellt,}$$

worin h das Gefälle auf die Länge l,
d den Röhrendurchmesser,
ζ den Widerstandscoefficienten

bedeutet, und hat für letzteren die Abhängigkeit

$$\zeta = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{v}}$$

aufgefunden, sodaß man unter Hinweglassung des Geschwindigkeitsgefälles, welches bei langen Röhrentouren vernachlässigt werden kann und unter Einführung der Bezeichnung I für $\frac{h}{l}$, so wie des Halbmessers R statt des Durchmessers erhält

$$IR = \frac{1}{2}\left(0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{v}}\right)\frac{v^2}{2g}$$

$$= \left(0{,}0003667 + \frac{0{,}0002414}{\sqrt{v}}\right) v^2.$$

Der eingeklammerte Factor des Geschwindigkeitsquadrates ist der von Darcy mit b_1 bezeichnete und nach vorstehender Tabelle von dem Röhrenhalbmesser abhängige Coefficient b_1, und es weichen daher beide Formeln sehr wesentlich von einander ab, indem nach Weisbach dieser Coefficient im indirecten Verhältniß der Wurzel aus den Geschwindigkeiten wächst, nach Darcy aber mit dem Röhrendurchmesser abnimmt. Letztere Erscheinung kann aber leicht mit der ersteren zusammenfallen, denn da die Ausflußmenge Q durch das Product $R^2 \pi v$ dargestellt wird, so ist R dem Quotienten $\sqrt{\frac{Q}{\pi}} \sqrt{\frac{1}{v}}$ proportional und da der Darcy'sche Coefficient annähernd die Form

$$b_1 = \alpha - \beta R$$

besitzt, so kann man dafür auch schreiben

$$b_1 = \alpha - \frac{\beta}{\sqrt{v}} \sqrt{\frac{Q}{\pi}},$$

was dem Weisbach'schen Ausdruck für den Widerstandscoefficienten analog ist, sich jedoch davon durch das negative Vorzeichen des zweiten Gliedes und durch den Hinzutritt der Größe $\sqrt{Q}$ unterscheidet. Leider enthält das mehrerwähnte Werk keine ausführliche Darlegung der Versuche, sodaß eine genaue Erörterung dieser Frage nicht möglich ist.

Wir haben zur Prüfung der Uebereinstimmung zwischen beiden Formeln ein Paar Beispiele berechnet, wobei sich Folgendes herausgestellt hat:

Für einen Röhrenhalbmesser von 0,1 Meter und ein Gefälle von 0,0001 giebt

die Weisbach'sche Formel $v = 0{,}361$ Meter,
die Darcy'sche " $v = 0{,}481$ "

und für denselben Halbmesser und 0,001 Gefälle giebt

die Weisbach'sche Formel $v = 1{,}321$ Meter,
die Darcy'sche " $v = 1{,}322$ "

bei höheren Gefällen scheint also eine größere Uebereinstimmung vorhanden zu sein.

Verzeichnet man die in obiger Tabelle angeführten Werthe von b_1 und R graphisch, sodaß die Halbmesser die Abscissen, die Coefficienten b_1 aber die Ordinaten bilden, so erhält man eine hyperbelartige Curve, für welche innerhalb der Grenzen von 25 bis 50 Centimeter Röhrenhalbmesser eine gerade Linie mit der Gleichung

$$b_1 = 0{,}000545 - 0{,}000052\,R$$

substituirt werden kann, welche aber bei den geringeren Werthen von R ein sehr steiles Ansteigen zeigt. Einem zweiten Curvenstück zwischen den Halbmessern $R = 0{,}05$ und $R = 0{,}25$ Metern schließt sich ziemlich gut die Curve:

$$b_1 = 0{,}000715 - 0{,}00154\,R + 0{,}0034\,R^2$$

an und innerhalb dieser Grenzen fallen die gewöhnlichen Röhrendimensionen.

Die Berechnung der Geschwindigkeit aus gegebenem Röhrenhalbmesser und Gefälle ist nach der Darcy'schen Formel mit Hilfe der Coefficiententafel sehr bequem. Stellt man aber die Aufgabe, für ein gegebenes Ausflußquantum und Gefälle die zugehörige Röhrenweite zu bestimmen, so kann man nur durch Näherung zur Lösung gelangen, weil der zu wählende Coefficient b_1 von dem gesuchten Halbmesser abhängig ist, es ist sonach diese Formel auch nicht bequemer, als die Weisbach'sche.

Was die Bemerkung Darcy's anlangt, nämlich daß bei glatten engeren Röhren die Geschwindigkeit einfach dem Gefälle proportional sei, so ist es interessant, hierbei die von Herrn Dr. Zeuner im ersten Bande dieser Zeitschrift, Seite 84, veröffentlichten Versuche hiermit zu vergleichen. Construirt man aus den daselbst in Tabelle II aufgeführten Werthen der ersten und dritten Columne eine Curve, indem man die Gefälle als Abscissen und die Geschwindigkeiten als Ordinaten aufträgt, so erhält man in der That eine nur wenig von einer Geraden abweichende concave Curve, für welche sich innerhalb der Grenzen von 0,13 bis 0,32 Meter Geschwindigkeit recht wohl eine Gerade von der Gleichung

$$v = 0{,}0892 + 2{,}8\,h$$

substituiren läßt, allein dies führt nicht auf die von Darcy angegebene einfache Relation*)

$$RI = av,$$

sondern auf eine Abhängigkeit von der Form

$$RI = 0{,}000428\,.\,v - 0{,}000038.$$

In Bezug endlich auf den Einfluß der Beschaffenheit der Röhrenwand finden sich in Weisbach's „Experimental-Hydraulik", S. 182, zwei sehr auffallende Versuche angeführt, indem der Röhrenreibungswiderstands-Coefficient für Wasser

bei einer Glasröhre zu $\zeta = 0{,}0271$ und
" " eisernen Röhre zu $\zeta = 0{,}0403$

gefunden wurde, obgleich die Weite und Länge dieser Röhren fast vollkommen gleich war; für hölzerne Röhren wird er $1\frac{1}{2}$ bis $1\frac{3}{4}$ mal so stark, als für Metallröhren angegeben, und sonach gewinnt die Forderung Darcy's, daß man wegen der nicht zu vermeidenden Niederschläge an der Röhrenwandung bei der Anlage von Röhrentouren das doppelte Gefälle in Ansatz bringen solle, sehr an Bedeutung.**)

*) Dieselbe soll allerdings auch nur bei geringen Geschwindigkeiten unter 0,12 Meter gültig sein.

**) Durch Beobachtungen in Dijon mit alten und neuen gußeisernen Röhren zeigte sich, daß der Coefficient für erstere 1,39 bis 1,89 mal so groß zu nehmen ist, als für neue Röhren.

Kehren wir nun wieder zu dem Darcy'schen Werke zurück, so haben wir über eine wichtige Bemerkung zu berichten, welche das Längenprofil von Röhrentouren betrifft. Zwischen dem Punkte A und B, Taf. 12, Fig. 14, sind sehr verschiedene Röhrentouren möglich. Nennt man nun das Gefälle zwischen diesen Punkten h, so wird dasselbe theils zur Erzeugung der Austrittsgeschwindigkeit, theils zur Ueberwindung der Röhrenreibungswiderstände, theils zur Ueberwindung anderer Widerstände, z. B. beim Eintritt, in Krümmungen, Verengerungen u. dergl. verwendet; sieht man aber vom letzteren Widerstande ab und bezeichnet AC $= A'C' = \frac{v^2}{2g}$ die Geschwindigkeitshöhe, so ist nach Fig. 14 auf Taf. 12 $BC' = h - \frac{v^2}{2g}$ diejenige Druckhöhe, welche durch die Röhrenreibung consumirt wird und die Linie BC giebt das Profil einer Röhrentour, für welche gar kein freier Druck vorhanden ist, sodaß die Röhrenwand nur dem atmosphärischen Drucke Widerstand zu leisten hat. Den größten Druck haben die Rohre der Leitung CDB auszuhalten; denn zieht man an irgend einer Stelle der Figur eine Verticale EF, so giebt sie den Piëzometerstand daselbst an, d. h. die Druckhöhe, welche zur Ueberwindung der Röhrenreibung auf die Länge EB erforderlich ist; für jede geneigte Röhrentour GB aber ist der Piëzometerstand kleiner, nämlich = FH. Wollte man jedoch die Röhrentour über die Leitung BC hinaus erhöhen, z. B. nach dem Profil KIB oder CIB herstellen, so würde man darin einen geringeren, als den atmosphärischen Druck haben, und wenn man daher z. B. bei I eine Oeffnung machte, so würde dort nicht Wasser ausströmen, sondern Luft eingesogen werden, vorausgesetzt, daß noch voller Ausfluß am unteren Ende stattfindet. Letzterer Umstand muß aber erst künstlich hervorgerufen werden, wie bei einem Heber, indem man das untere Ende geschlossen hält, bis alle Luft aus der Leitung entfernt ist; denn wenn man das Wasser ohne diese Vorsichtsmaßregel eintreten läßt, so wird es mit beschleunigter Geschwindigkeit, wie durch eine Rinne ablaufen, ohne die Röhre auszufüllen. Es findet nämlich in I diejenige Geschwindigkeit statt, welche der Druckhöhe IL entspricht, und diese ist kleiner, als die der Druckhöhe FL entsprechende Geschwindigkeit bei F im Normalprofil, es kann also auch nicht so viel Wasser durch die überhöhte Röhrentour abfließen. Schließt man aber während der Füllung die untere Oeffnung, so ist nachher oft der Atmosphärendruck im Stande, die Röhre gefüllt zu erhalten. Man muß ferner darnach trachten, das Profil einer Röhrentour stets unter der Linie CB zu halten, weil man sonst nicht im Stande ist, die Luft aus hohen Punkten durch sogenannte Luftstöcke oder Windständer zu entfernen.

Bedeutet in Fig. 14 BN die atmosphärische Pressung

und zieht man die Linie MN parallel zur Linie BC, welche dasjenige Profil angiebt, wo der innere Druck dem atmosphärischen Druck gleich ist, und ist O ein Punkt in dieser Parallelen, so würde eine Röhrentour COB folgende Erscheinungen zeigen. In O wäre die Pressung = 0, folglich würde das Wasser daselbst mit einer Geschwindigkeit ausströmen, welche der um die atmosphärische Pressung (10,33 Meter Wassersäule) vermehrten Druckhöhe OP entspricht, und der untere Theil der Röhrentour OB wäre ganz ohne Einfluß auf die Ausflußmenge. Wollte man die Ausflußgeschwindigkeit erhöhen, so müßte man den Wasserspiegel im Reservoir höher spannen. Natürlich würde in Wirklichkeit die Pressung 0 nicht vorhanden sein, denn wäre bei O eine Oeffnung vorhanden, so erfolgte der Ausfluß unter der atmosphärischen Pressung und ließe man die Röhre unter Wasser ausmünden, so würde sich die im Wasser enthaltene Luft in der Röhre bei O ansammeln und durch ihre Elasticität ebenso entgegenwirken. Die Unsicherheit und der Gefällverlust kann also für solche Profile sehr merklich werden und man muß sie in jedem Falle vermeiden. Kann man einer Röhrentour nicht sofort ein unter der Linie BC der atmosphärischen Pressung liegendes Profil geben, so muß man die Röhren entweder sehr tief legen oder man muß die Quellen in Gräben in tiefer liegende Bassins leiten und erst aus diesen in Röhren fassen.

Bewegung des Wassers in Filtern.

Für die bei der Wasserversorgung großer Städte eine so bedeutende Rolle spielenden Filtrirvorrichtungen, so wie im Allgemeinen für die Quellentheorie sind die von Darcy angestellten Versuche über die Bewegung des Wassers durch Sandfilter von größter Wichtigkeit. Der angewendete Apparat war ein verticaler Cylinder von 35 Centimeter Weite, in welchem bei 20 Centimeter Höhe über dem Boden zunächst ein eiserner Rost von 7 Millimeter starken prismatischen Stäben mit 7 Millimeter weiten Zwischenräumen, dann rechtwinkelig dagegen ein Rost von 5 Millimeter starken Drähten mit 5 Millimeter weiten Zwischenräumen und hierüber ein Metallsieb mit 2 Millimeter weiten Löchern angebracht war, und in welchen am oberen Ende ein Speisungsrohr einmündete, während unterhalb des das Filtrirmaterial tragenden Rostes ein nach dem Aichbassin führendes Ablaßrohr angebracht war. Das Filtrirmaterial bestand aus Flußsand, und zwar aus

einer 0,58 Met. starken Lage Sand v. 0,77 Millim. Siebgröße
" 0,13 " " " " " 1,00 " " "
" 0,12 " " " " " 2,00 " " "
" 0,17 " " " Kies, Muschelschalenstücken 2c.

und gab ungefähr 38 Procent Zwischenräume. Der Sand wurde in dem mit Wasser gefüllten Cylinder eingerührt und sich setzen gelassen, ehe man die Stärke der Schicht maß, sodaß keine Luft darin eingeschlossen sein konnte. Man beobachtete dann in der Art, daß man über dem Filter einen gewissen Druck herstellte, dann das Abflußrohr öffnete und abwartete, bis sich ein ziemlich constanter Ausfluß hergestellt hatte, worauf man den Druck unter dem Filter und die Ausflußmenge maß. Zur Bestimmung des Druckes dienten Quecksilbermanometer und die Drucke sind auf die untere Fläche des Filters bezogen.

Die Ergebnisse der am 29. und 30. October und 2. November 1855 in Dijon ausgeführten Versuche zeigt nachstehende Tabelle.

Versuchsnummer	Zeitdauer in Minuten	Ausflußmenge in Litern pro Minute	Mittlerer Druck in Metern Wassersäule	Verhältniß zwischen der Ausflußmenge und dem Drucke	Bemerkungen
1. Reihe. Filterstärke 0,58 Meter.					
1	25	3,6	1,11	3,25	Der Sand war nicht gewaschen
2	20	7,65	2,36	3,24	
3	15	12,00	4,00	3,00	
4	18	14,28	4,90	2,91	
5	17	15,20	5,02	3,03	
6	17	21,80	7,63	2,86	
7	11	23,41	8,13	2,88	Merkliche Schwankungen am Manometer *)
8	15	24,50	8,58	2,85	
9	13	27,80	9,86	2,82	Bedeutende Schwankungen
10	10	29,40	10,89	2,70	

*) Die Oscillationen des Manometerstandes sind zu erklären durch Oeffnen und Schließen der vielen Abzweigungen von dem Wasserleitungsrohre, aus welchem der Apparat gespeist wurde.

Versuchs-nummer	Zeitdauer in Minuten	Ausflußmenge in Litern pro Minute	Mittlerer Druck in Metern Wassersäule	Verhältniß zwischen der Ausflußmenge und dem Drucke	Bemerkungen
2. Reihe. Filterstärke 1,14 Meter.					
1	30	2,66	2,60	1,01	Ungewaschener Sand
2	21	4,28	4,70	0,91	
3	26	6,26	7,71	0,81	
4	18	8,60	10,34	0,83	Sehr starke Oscillationen am Manometer
5	10	8,90	10,75	0,83	
6	24	10,40	12,34	0,84	
3. Reihe. Filterstärke 1,71 Meter.					
1	31	2,13	2,57	0,83	Gewaschener Sand
2	20	3,90	5,09	0,77	Sehr starke Oscillationen
3	17	7,25	9,46	0,76	
4	20	8,55	12,35	0,69	
4. Reihe. Filterstärke 1,70 Meter.					
1	20	5,25	6,98	0,75	Gewaschener, etwas gröberer Sand
2	20	7,00	9,95	0,70	Schwache Oscillationen
3	20	10,30	13,93	0,74	

Vorstehende Tabelle zeigt, daß die Ausflußmenge bei jedem Filter der Druckhöhe nahezu proportional ist, und daß sich die Ausflußmengen pro Secunde und pro Quadratmeter Filterfläche ausdrücken lassen

für die erste zweite dritte vierte Reihe

durch $Q = 0{,}493\,P$ $0{,}145\,P$ $0{,}126\,P$ $0{,}123\,P$ Liter.

Bezeichnet überdies I die Druckhöhe pro Meter Filterstärke, so wird

$Q = 0{,}286\,I$ $0{,}165\,I$ $0{,}216\,I$ $0{,}209\,I$ *)

und Darcy ist überzeugt, daß die Differenzen der Coefficienten $\frac{Q}{I}$ nur in der verschiedenen Beschaffenheit des Filtrirmaterials begründet seien und daß dieser Quotient eigentlich constant sein müsse.

Um auch zu untersuchen, welchen Einfluß die Vermehrung oder Verminderung des Druckes über oder unter dem atmosphärischen Drucke habe, wurden noch folgende Versuche angestellt:

*) Im Orignale steht 0,332 I. D. Ref.

Versuchs-nummer	Zeitdauer in Minuten	Ausflußmenge in Litern pro Minute	Druckhöhe in Metern Wassersäule		Differenz der Druckhöhen Meter	Verhältniß zwischen der Ausflußmenge und dem Drucke	Bemerkungen
			über dem Filter	unter dem Filter			
1	15	18,8	P + 9,48	P — 3,60	13,08	1,44	Starke Schwankungen am oberen Manometer
2	15	18,3	P + 12,88	P	12,88	1,42	
3	10	18,0	P + 9,80	P — 2,78	12,58	1,43	
4	10	17,4	P + 12,87	P + 0,46	12,41	1,40	Schwache Schwankungen
5	20	18,1	P + 12,80	P + 0,49	12,35	1,47	Ganz geringe Schwankungen
6	16	14,9	P + 8,86	P — 0,83	9,69	1,54	
7	15	12,1	P + 12,84	P + 4,40	8,44	1,43	Sehr starke „
8	15	9,8	P + 6,71	P	6,71	1,46	Sehr geringe „
9	20	7,9	P + 12,81	P + 7,03	5,78	1,37	Sehr starke „
10	20	8,65	P + 5,58	P	5,58	1,55	Ganz geringe „
11	20	4,5	P + 2,98	P	2,98	1,51	
12	20	4 15	P + 12,86	P + 9,88	2,98	1,39	Ziemlich starke „

Aus der fünften Columne sieht man, daß die Drucke unter dem Filter bei dem ersten, dritten und sechsten Versuche niedriger als der atmosphärische Druck waren und daß trotzdem das Verhältniß zwischen der Ausflußmenge und der Druckhöhe sich nicht anders herausstellte. Die Stärke des Filters war 1,1 Meter, also ziemlich so wie bei der zweiten Reihe der ersten Versuche; jedoch hat der Quotient einen anderen Werth, was beweist, wie einflußreich die Zusammensetzung des Filters ist.

Nennt man nun

e die Stärke des Filters,
s die Fläche " "
P den atmosphärischen Druck in Wassersäule,
h die Druckhöhe über dem Filter,
$P \pm h_0$ die Druckhöhe unter dem Filter,
k einen Erfahrungscoefficienten,

so hat man für die Ausflußmenge

$$q = k\frac{s}{e}(h + e \mp h_0),$$

oder, wenn der Druck unter dem Filter dem atmosphärischen Drucke gleich ist,

$$q = k\frac{s}{e}(h + e).$$

Man kann auch das Gesetz ableiten, wonach der Wasserstand über dem Filter sinkt, wenn kein Wasser mehr zuströmt. Ist nämlich dh die unendlich kleine Höhe, um welche er in der Zeit dt sinkt, so ist $-\frac{dh}{dt}$ die Geschwindigkeit, wofür obige Gleichung $\frac{q}{s} = \frac{k}{e}(h + e)$ giebt. Man hat also

$$-\frac{dh}{dt} = \frac{k}{e}(h + e) \text{ oder } \frac{dh}{h + e} = -\frac{k}{e}dt \text{ und}$$

$$\text{Log nat}(h + e) = C - \frac{k}{e}t.$$

Soll für die Zeit t_0 der Wasserstand h_0 sein, so ist vollständig

$$\text{Log nat}(h + e) = \text{Log nat}(h_0 + e) - \frac{k}{e}(t - t_0), \quad (1)$$

oder wenn man $\frac{qe}{sk}$ statt h + e einsetzt:

$$\text{Log nat}\, q = \text{Log nat}\, q_0 - \frac{k}{e}(t - t_0). \quad (2)$$

Sind k und e unbekannt, so kann man sie also durch 2 Beobachtungen bestimmen. Die Richtigkeit dieser Formel wurde durch besondere Versuche geprüft und bewährte sich so gut, als nur zu erwarten war.

Ob das Darcy'sche Gesetz über den Ausfluß des Wassers durch Filter wirklich ganz richtig sei, wird beim Ueberblicken der ersten Tabelle etwas zweifelhaft, weil die Quotienten $\frac{Q}{P}$ eine entschiedene Abnahme mit wachsender Druckhöhe zeigen und nicht constant sind, wie Darcy annimmt. Es erscheint auch ganz natürlich, daß die Sandkörner des Filters erst nach einiger Zeit eine festere Lage annehmen können, was die beobachtete Verdichtung des Aggregatzustandes des Filters erklären würde. Immerhin ist es aber eine sehr bemerkenswerthe Erscheinung, daß die Geschwindigkeit des Wassers bei der Bewegung durch Filter nicht der Quadratwurzel aus der Druckhöhe, sondern einfach der Druckhöhe proportional ist.

Ueber die Anwendung der Ventilatoren als Zugmittel bei Dampfkesselfeuerungen.

Von

Prof. Dr. Gustav Zeuner.

Die große Menge von Vorschlägen, die eine bessere Ausnutzung des Brennmaterials bei Dampfkesselfeuerungen bezwecken, beziehen sich meist nur auf Abänderungen der eigentlichen Feuerungsanlagen, auf die Anordnung des Rostes, die Art und Weise der Zuführung der Luft, die Anordnung der Züge und dann auf die Construction der Kessel selbst.

Erst in neuerer Zeit wurde wiederholt die Aufmerksamkeit der Techniker auf die längst bekannte Thatsache gelenkt, daß einer der stärksten Wärmeverluste durch die Art und Weise herbeigeführt wird, in welcher wir bei stationären Kesseln einen kräftigen Zug erzeugen, daß nämlich die hohen Schornsteine einen Theil unserer Dampfkesselfeuerungen ausmachen, der seinen Zweck nur unvollkommen erfüllt. Theorie und Erfahrung zeigt, daß nicht allein die Dimensionen der Schornsteine, sondern auch die Temperatur der durch dieselben abziehenden Verbrennungsgase von wesentlichem Einfluß auf die Stärke des Zuges ist und daß im Allgemeinen diese Temperatur von einem so hohen Grade sein muß, daß die dadurch dem Dampfkessel verloren gehende Wärmemenge einen sehr beträchtlichen Theil derjenigen aus-

macht, die man durch Verbrennung auf dem Roste im Ganzen erzeugt; es unterliegt keinem Zweifel, daß bei manchen Feuerungsanlagen diese zum Theil auf Erhöhung des Zuges verwandte Wärmemenge sehr nahe derjenigen gleich ist, die wirklich zur eigentlichen Dampferzeugung benutzt wird, ja daß bei den Kesseln der Dampfschiffe die erstere Wärmemenge selbst größer, als die letztere ist.

Ein Schornstein würde nur dann vollkommen als Zugmittel wirken, wenn die Temperatur der in denselben tretenden Verbrennungsgase ungefähr der des Wassers oder Dampfes im Kessel gleich ist; diese letztere Temperatur ist aber selbst bei hochgespannten Dämpfen bedeutend kleiner, als diejenige, die bei den gewöhnlichen Dimensionen der Schornsteine in denselben herrschen muß, um den gehörigen Zug hervorzubringen, und daher verdienen gewiß die neueren Vorschläge, die selbst hier und da schon zur Ausführung gekommen sind, die höchste Beachtung, nämlich die Schornsteine durch eine andere Vorrichtung zu ersetzen, deren Wirkung als Zugmittel unabhängig ist von der Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Kessel verlassen; dieses Mittel besteht in der Anwendung von Ventilatoren, welche entweder verdichtete Luft unter den Rost führen, oder die Verbrennungsgase aus den Zügen an sich saugen und dadurch die gehörige Geschwindigkeit der Feuerluft in den Cänälen erzeugen.

Zu den eben erwähnten Vortheilen der Ventilatoren, daß ihre Wirkung von der Temperatur der abziehenden Gase unabhängig ist, daß man also dieselbe ohne Nachtheil während ihres Hinströmens an den Kesselwänden bis nahe zur Dampftemperatur abkühlen kann, kommt ein anderer Vortheil noch hinzu, der darin besteht, daß sich die Zugwirkung der Ventilatoren durch Veränderung der Umdrehungszahl des Flügels leicht reguliren läßt und darin, wie schon die Erfahrung gezeigt hat, ein Mittel geboten ist, eine beinahe vollkommene Rauchverbrennung zu erzielen.

Herr Professor Bède in Lüttich hat neuerdings in der „Revue universelle", 1857 (Dingler, „Polytechnisches Journal", 1858) an einigen Beispielen den großen Vortheil der Anwendung der Ventilatoren unter der Voraussetzung gezeigt, daß man die Wärme des Rauches vor seinem Einströmen in die Esse vollständig benutzen könne. Der Gewinn an Brennmaterial wäre dann nach Bède's Rechnungen so außerordentlich groß, daß es höchst wichtig erscheinen muß, die Sache sowohl durch Rechnung, wie durch Experimente genauer zu untersuchen.

Der Ventilator beansprucht natürlich Arbeit und dieser entspricht eine gewisse Quantität Brennstoff; es läßt sich nun, wie Bède gethan hat, durch eine leichte Rechnung zeigen, daß diese Quantität Brennstoff weit geringer ist, als diejenige welche ein Schornstein beansprucht; natürlich immer unter der Voraussetzung, daß bei Anwendung des Ventilators die Verbrennungsgase gehörig abgekühlt den Kessel verlassen. Wie diese letztere wesentliche Bedingung erfüllt werden kann, wird gewöhnlich nicht angegeben, man sieht aber auch ohne weitere Rechnung leicht ein, daß allein in einer Vergrößerung der Heizfläche das Mittel geboten ist, die Wärme der Verbrennungsgase vollständiger zu benutzen.

Denkt man sich eine vorhandene Dampfkesselanlage, bei welcher der Zug seither durch einen Schornstein erzeugt wurde, der also bei der gehörigen Dampfentwickelung das zur Verbrennung nöthige Luftquantum abführte, und ersetzt man den Schornstein durch einen Ventilator, der die gleiche Luftmenge unter den Rost führt, so würde bei gleicher Dampferzeugung und gleichem Brennmaterialaufwand kaum etwas an der Wirkung der Anlage verändert werden, die Gase würden beinahe mit derselben Temperatur den Kessel verlassen; mit einem Worte, die Anwendung des Ventilators würde nicht nur von keinem Nutzen, sondern eher nachtheilig sein, weil noch Arbeit, d. h. Brennmaterial, auf Bewegung des Ventilators verwandt wird. Macht man aber gleichzeitig die Heizfläche größer, dann tritt sofort der Vortheil hervor, die Gase bleiben länger mit dem Kessel in Berührung, kühlen sich mehr ab, und geben also auch die Wärme, die sie sonst durch den Schornstein mit fortgeführt hätten, zum Theil an den Kessel ab.

Wenn es also mit der Anwendung der Ventilatoren allein nicht abgethan ist, eine Feuerungsanlage zu verbessern, so fragt sich's jetzt, in welchem Maße der Vortheil derselben mit der Größe der Heizfläche wächst; sollte etwa eine sehr bedeutende Vergrößerung der Heizfläche erforderlich sein, ehe sich die Vortheile der Ventilatoren zu dem angegebenen Zwecke entschieden genug herausstellen, so könnte es sein, daß Mancher die bisherige Einrichtung auch ferner vorziehen und die neuen Vorschläge zwar der Theorie nach für vorzüglich, praktisch aber für unbrauchbar erklären würde. — Eine vollständige Lösung der ganzen Frage ist allerdings nur durch Versuche möglich, es würden aber dazu so viele nothwendig werden, und es müßten dieselben unter so viel verschiedenen Verhältnissen ausgeführt werden, daß lange Zeit vergehen würde, ehe sich herausstellte, unter welchen Verhältnissen die Ventilatoren zu empfehlen sind oder nicht; welches fernerhin die zur Erzeugung einer bestimmten Dampfmenge zweckmäßigste Größe der Heizfläche ist u. s. w.

Auch hier tritt, wie so häufig im technischen Leben, der Nutzen einer gründlicheren Rechnung auf; ich habe im Folgenden versucht, auf diesem Wege, wenn auch nicht die Frage zur vollen Lösung zu bringen, so doch zu zeigen, was sich in der Praxis von der Anwendung der Ventilatoren erwarten läßt, in welchem Maße die Vortheile mit der

Größe der Heizfläche zunehmen und wie groß überhaupt der Gewinn ist.

Ich bin weit entfernt, zu glauben, daß die Ergebnisse der folgenden theoretischen Betrachtungen mit solchen, die aus Versuchen etwa hervorgehen, unter allen Umständen vollständig übereinstimmen werden; die Rechnung kann nur eine angenäherte sein, wie sich dies aus der Natur des Gegenstandes schon erklären läßt. Es kommt vor Allem darauf an, bei einer Feuerungsanlage unter gewissen Voraussetzungen die Wärmemenge zu bestimmen, welche der auf dem Roste befindliche Brennstoff wirklich erzeugt, ferner die Wärmemenge, die bei einer gewissen Heizfläche in den Kessel tritt, also nutzbar gemacht wird, und diejenige zu bestimmen, welche in den Verbrennungsgasen noch enthalten ist, wenn sie den Kessel verlassen.

Wenn nun schon bei der Entwickelung der Grundformeln Annahmen gemacht werden müssen, die nicht genau mit der Wirklichkeit übereinstimmen, indem man z. B. voraussetzen muß, daß die Verbrennung auf dem Roste ganz regelmäßig, ohne Störungen von Seiten des Heizers (Oeffnen der Thüre, Aufgeben frischen Brennstoffes) erfolgt, indem man ferner die Wärmeverluste durch die Umfassungsmauern vernachlässigen muß und einige Dinge mehr, von denen man allerdings wenigstens weiß, daß deren Einfluß auf den ganzen Vorgang nur unbedeutend ist, so kommt hier noch hinzu, daß unsere Erfahrungen an den bis jetzt bestehenden Feuerungsanlagen leider nur sehr dürftig zu nennen sind; die Angaben über die Temperatur der Feuerluft im Feuerraume und im Schornsteine, über das Luftquantum, welches die Verbrennung einer gewissen Menge Brennstoff auf dem Roste erfordert, über die wirkliche Heizkraft der Brennstoffe u. A. m., alle diese Angaben sind unsicher, und doch mußte ich bei der Bestimmung der Constanten in den folgenden Formeln diese Angaben benutzen.

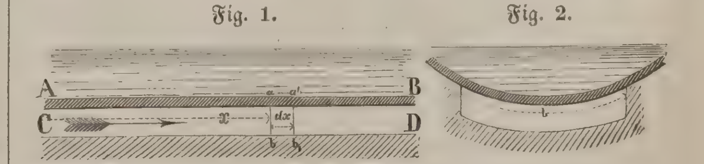
Ein großer Vortheil wäre es gewesen, wenn ich die schönen, neueren Untersuchungen von Johnson*) und Brix**) zu diesem Zwecke hätte benutzen können; leider aber haben diese Experimentatoren ein Element, nämlich die Luftmenge, welche während des Versuches durch den Rost eintrat, nicht angegeben, ein Element, dessen Kenntniß unbedingt erforderlich ist, wenn man die Vorgänge bei Dampfkesselfeuerungen durch Rechnung verfolgen will. Herr Brix giebt zwar den Querschnitt des Luftzuführungscanales und die Anzahl der Umdrehungen, welche ein in diesem Canale befindlicher Windflügel stündlich machte; diese Angaben können aber nur dazu dienen, im Allgemeinen zu erkennen, ob bei dem einen Versuche mehr Luft zutrat, als bei dem andern. Die wirkliche Luftmenge läßt sich nur bestimmen, wenn die Formel für den Flügel bekannt ist, nach welcher aus der Umdrehungszahl auf die Geschwindigkeit der Luft geschlossen werden kann. Es ist im Interesse der Wissenschaft sehr zu wünschen, daß Herr Dr. Brix diese Formel bestimmt und veröffentlicht, weil gerade diese Angabe ein Element bestimmt, das bis jetzt nur sehr wenig bekannt ist, und weil dann allein die zahlreichen, vortrefflichen Versuche auch wissenschaftlichen Untersuchungen als Grundlage dienen können.

Trotz allen diesen Hindernissen, welche sich der Aufstellung der Grundformeln und der Bestimmung der Constanten in denselben entgegenstellten, übergebe ich die folgenden Untersuchungen unbedenklich der Oeffentlichkeit, weil ich glaube, daß die Ergebnisse vollständig genügen, um erkennen zu lassen, was sich von der Anwendung der Ventilatoren in der Praxis erwarten läßt und welche Heizfläche man den Kesseln zu geben hat, wenn diese Anwendung mit Vortheil geschehen soll.

Was die Rechnungen selbst betrifft, so muß noch vorausgeschickt werden, daß im Folgenden ein ähnlicher Weg eingeschlagen wurde, wie ihn zuerst Herr Hofrath Redtenbacher bei den Untersuchungen der Feuerungen der Locomotivkessel („Gesetze des Locomotiv-Baues"), so wie auch in seiner Schrift: „Die calorische Maschine", betreten hat, nur habe ich, abweichend davon, gleichzeitig auf die bei gewöhnlichen Feuerungsanlagen stattfindende unvollkommene Verbrennung und auf die Wärmeverluste im Feuerraume Rücksicht genommen; dadurch erhielten die Formeln eine andere Gestalt und die Constanten ließen sich so bestimmen, daß die Ergebnisse der Formeln mit denjenigen Erfahrungsresultaten sehr gut übereinstimmen, wie sie für gewöhnliche Feuerungen mit Schornsteinen unter mittleren Verhältnissen angegeben werden.

Man denke sich der Einfachheit wegen einen cylindrischen Kessel, bei welchem die Feuerluft nur unter dem Kessel hinzieht und dann am Ende denselben verläßt; AB (Fig. 1)

Fig. 1. Fig. 2.



sei ein Theil der unteren Kesselwand, unter welcher der Rauchcanal CD hinführt; die ganze Länge des Kessels sei l und der Rauchcanal umgebe den Kessel in der Art, wie es Fig. 2 im Durchschnitt zeigt, sodaß also die Feuerluft den Kessel im Bogen b berührt, dann ist die gesammte Heizfläche $F = bl$.

*) Johnson, A report to the Navy department of the united states on American coals, applicable to steam navigation and to other purposes. — Johnson, The coal trade of British-America.

**) Brix, Untersuchungen über die Heizkraft der wichtigsten Brennstoffe des preußischen Staates. Berlin 1853.

Die Temperatur des Wassers und Dampfes im Kessel sei t_0 und die Temperatur der Feuerluft in dem Augenblicke, wo sie durch den Querschnitt ab geht, der um x vom vorderen Kesselende abliegt, sei t; im Querschnitt $a_1 b_1$ aber, der um dx weiter liegt, ist dann die Temperatur $t - dt$, also die Temperaturabnahme $= dt$. Gehen nun pro Secunde q Kilogramme Luft durch den Querschnitt und ist c die specifische Wärme derselben bei constantem Drucke, so ist also die zwischen den Querschnitten ab und $a_1 b_1$ verschwundene Wärmemenge:

$$c q d t.$$

Sehen wir nun von dem Verluste an Wärme durch die Umfassungsmauern ab, ein Verlust, der sicher auch sehr gering ist, so ist die gegebene Wärmemenge zugleich diejenige, die durch den zwischen den Querschnitten ab und $a_1 b_1$ liegenden Theil $(b dx)$ der Kesselwand in den Kessel getreten ist. Nun ist aber bekanntlich die Wärme, welche durch einen plattenförmigen Körper geht, proportional der Differenz der Temperaturen der denselben umgebenden Medien und proportional der Fläche, sodaß sich im vorliegenden Falle die Wärmemenge, die zwischen den beiden um dx entfernten Querschnitten in den Kessel dringt, auch in folgender Weise ausdrücken läßt:

$$\mu b dx (t - t_0).$$

Dabei bedeutet μ einen Erfahrungscoefficienten, der nicht allein vom Materiale der Kesselwand und deren Stärke, sondern auch von der Art der Gase und Flüssigkeiten abhängt, welche die Kesselwände berühren. Die Dicken der Kesselbleche der Dampfkessel differiren aber so wenig, daß wir allgemein bei allen Dampfkesselanlagen für μ denselben Werth annehmen können, und weiter nicht zu untersuchen brauchen, in welcher Beziehung dieser Werth zu der Stärke des Kesselbleches 2c. steht.

Durch Gleichsetzen der beiden eben gefundenen Wärmemengen folgt dann

$$\mu b (t - t_0) dx = - c q dt,$$

wobei die rechte Seite negativ in Ansatz gebracht wird, weil mit dem Wachsen von x eine Abnahme von t verbunden ist. Aus dieser Gleichung folgt:

$$\frac{dt}{t - t_0} = - \frac{\mu b}{c q} \cdot dx,$$ und hieraus durch Integration:

$$\text{Log nat} (t - t_0) = - \frac{\mu b}{c q} x + \text{Const.}$$

Nennen wir nun t_1 die Temperatur der Feuerluft über dem Roste, also für $x = 0$, so ist für $t = t_1$

$$\text{Log nat} (t_1 - t_0) = 0 + \text{Const.}$$

Nennen wir ferner t_2 die Temperatur der Feuerluft am Ende des Kessels, also für $x = l$, wo die Gase den Kessel verlassen, so giebt das allgemeine Integral:

$$\text{Log} (t_2 - t_0) = - \frac{\mu b}{c q} l + \text{Const.}$$

Durch Subtraction der beiden letzten Gleichungen folgt dann

$$\text{Log nat} \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0} = \frac{\mu b l}{c q},$$

und hieraus endlich die Temperatur t_2 am Ende des Kessels

$$t_2 = t_0 + (t_1 - t_0) \left(e^{-\frac{\mu b l}{c q}} \right),$$

wo e die Basis des natürlichen Logarithmensystems bezeichnet. Der Werth $-\frac{\mu b l}{c q}$, der als Exponent von e erscheint, läßt sich aber anders schreiben; zunächst ist bl nichts anderes, als die gesammte Heizfläche F.

Nehme ich ferner an, daß auf dem Roste in der Stunde Q Kilogramme Brennstoff verbrennen, und daß bei richtiger Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff v Cubikmeter Verbrennungsgase (reducirt auf 0° Temperatur und mittleren Barometerstand) abgeführt werden, so ist die Luftmenge, die pro Secunde durch den Rauchcanal geht:

$$\frac{vQ}{3600} \text{ Cubikmeter,}$$

oder wenn ein Cubikmeter γ Kilogramme wiegt, das Gewicht q derselben:

$$q = \frac{v \gamma . Q}{3600}.$$

Führt man die eben gefundenen Werthe in obige, für t_2 gegebene Gleichung ein, so folgt:

$$t_2 = t_0 + (t_1 - t_0) \left(e^{-\frac{3600 \mu F}{c v \gamma . Q}} \right). \quad (1)$$

Diese Gleichung wird uns unten in den Stand setzen, die Temperatur der Verbrennungsgase am Ende des Kessels zu bestimmen, nachdem über die Werthe der auf der rechten Seite vorkommenden Größen das Nähere festgestellt ist. Uebrigens gilt die Gleichung auch dann noch, wenn die Feuerluft mehrmals um den Kessel herumgeführt wird, überhaupt gilt sie für jede Kesselanlage, wenn unter F nur die gesammte Heizfläche verstanden wird. Obige Annahme, daß die Feuerluft blos unter dem Kessel hinstreicht und dann denselben verläßt, wurde lediglich gemacht, um die Aufstellung der Grundformeln zu erleichtern.

Ich nenne nun W die absolute Heizkraft des angewandten Brennstoffes; W giebt also bekanntlich an, wie viel Kilogramme Wasser bei der ganz vollkommenen Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff von 0° auf 1° C. Temperatur erhöht werden können; dieser Werth W ist für die wichtigsten Brennstoffe durch Versuche bekannt.

Diese Wärmemenge wird aber bei einer Dampfkesselfeuerung weder auf dem Roste frei, in Folge der weniger vollkommenen Verbrennung daselbst, noch tritt die wirklich frei werdende Wärme vollständig in den Kessel. Die Wärmemenge, welche bei Verbrennung von 1 Kilogramm Brenn-

stoff wirklich im Kessel nutzbar wird, sei W_1; dieselbe bestimmt sich in folgender Weise. Die Gasmenge, welche während der Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff unter dem Kessel hinstreicht, war v, ihr Gewicht $v\gamma$; da diese Gasmenge aus der Temperatur t_1 im Feuerraume in die Temperatur t_2 am Ende des Kessels übergeht, so giebt sie folgende Wärmemenge an den Kessel ab:

$$W_1 = c v \gamma (t_1 - t_2),$$

oder das Verhältniß dieser Wärmemenge zu der, die man bei vollkommener Verbrennung wirklich erzeugen könnte:

$$\frac{W_1}{W} = \frac{c v \gamma}{W} (t_1 - t_2). \qquad (2)$$

Die Wärmemenge, welche bei der Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff auf dem Roste einer Dampfkesselfeuerung wirklich nutzbar, d. h. darauf verwendet wird, die Temperatur der zuströmenden Luft auf die Temperatur t_1 im Feuerraume zu erhöhen, sei W_4; dieser Werth ist immer kleiner als W, weil nicht nur auf dem Roste eine weniger vollkommene Verbrennung stattfindet, sondern auch noch andere Störungen und Wärmeverluste auftreten, die sich durch Rechnungen nicht näher bestimmen lassen. Die Luftmenge, welche durch den Rost eintritt und die Temperatur τ haben mag, ist streng genommen etwas geringer, als die Gasmenge, welche nach der Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff durch die Züge geht, das Volumen beider, reducirt auf 0° Temperatur und mittleren Barometerstand, differirt aber in Wirklichkeit so wenig, daß wir auch das durch den Rost zur Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff eintretende Luftquantum v setzen können; das Gewicht ist $v\gamma$, und da diese Luftmenge aus der Temperatur τ zur Temperatur t_1 übergeführt wird, so ist die bei Verbrennung von 1 Kilogramm Brennstoff auf dem Roste nützlich verwendete Wärmemenge:

$$W_2 = c v \gamma (t_1 - \tau),$$

oder ihr Verhältniß zu der, die bei vollkommenster Verbrennung frei würde:

$$\frac{W_2}{W} = \frac{c v \gamma}{W} (t_1 - \tau). \qquad (3)$$

Endlich ist die Wärmemenge W_3, die durch die abziehenden Verbrennungsgase verloren geht,

$$W_3 = c v \gamma (t_2 - \tau),$$

weil ihre Temperatur t_2 ist und die durch den Rost eintretende Luft schon die Temperatur τ hatte; das Verhältniß zu W ist:

$$\frac{W_3}{W} = \frac{c v \gamma}{W} (t_2 - \tau). \qquad (4)$$

Die Gleichungen (1), (2), (3) und (4) sind es nun, die den folgenden Betrachtungen zu Grunde gelegt wurden. Bevor aber auf specielle Fälle eingegangen wird, soll erst noch gezeigt werden, daß die Temperatur t_0 des Dampfes im Kessel von sehr geringem Einfluß auf die Wärmemengen W_1 und W_3 ist.

Setzt man in Gleichung (2) den Werth von t_2, wie ihn Gleichung (1) giebt, und substituirt man dann den aus Gleichung (3) folgenden Werth von t_1, nämlich:

$$t_1 = \frac{W_2}{c v \gamma} + \tau, \text{ so folgt:}$$

$$\frac{W_1}{W} = \left[\frac{W_2}{W} - \frac{c v \gamma (t_0 - \tau)}{W}\right] \left(1 - e^{-\frac{3600 \mu F}{c v \gamma . Q}}\right). \qquad (5)$$

Nun variirt für die gewöhnlichen vorkommenden Dampfspannungen oder die gewöhnlichen Werthe von t_0 der Werth $c v \gamma (t_0 - \tau)$ um sehr wenig gegen W_2; sodaß also die Veränderlichkeit des mit t_0 versehenen Gliedes von geringem Einfluß auf W_1, d. h. auf die in den Kessel wirklich eintretende Wärmemenge ist. Es ist daher erlaubt, im Folgenden für die gewöhnlichen Fälle eine mittlere Dampftemperatur etwa $t_0 = 120°$ anzunehmen. Es stimmt auch mit der praktischen Erfahrung überein, daß die Erzeugung von hoch oder tief gespanntem Dampfe ziemlich dieselbe Menge Brennstoff erfordert.

In gleicher Weise läßt sich zeigen, daß bei Annahme verschiedener Dampfspannungen unter sonst gleichen Verhältnissen der Werth von W_3 sich ebenfalls nur wenig ändert.

Im Folgenden werden nun die allgemeinen Formeln auf Untersuchung der Steinkohlenfeuerungen angewendet, weil nur für diese die vorhandenen Erfahrungsresultate genügen. Im Allgemeinen wird man jedoch auch auf die zu erwartenden Resultate bei anderen Brennstoffen schließen können.

Zunächst nehme ich durchgängig mittlere Steinkohlen an, für welche gewöhnlich die Heizkraft W = 7500 Calorien gesetzt wird. Ferner rechnet man im Mittel bei Steinkohlenfeuerungen auf jeden Quadratmeter Heizfläche stündlich 4 Kilogramme Kohlen, es ist also

$$\frac{F}{Q} = 0{,}25,$$

oder die Heizfläche, welche 100 Kilogramme Kohlen stündlich entspricht 25 Quadratmeter. Ferner nimmt man gewöhnlich an, daß ein Quadratmeter Heizfläche unter mittleren Verhältnissen stündlich 25 Kilogramme Dampf liefert, und daß die Temperatur im Schornsteine 300° C. ist; man kann daher annehmen, daß die Gase beim Verlassen des Kessels eine Temperatur von 350° haben. Ferner ist die Luftmenge v vorauszusetzen; für diesen Werth nehme ich nach den Versuchen in Wesserlingen 16 Cubikmeter an (reducirt auf 0° Temperatur und mittleren Barometerstand); das Gewicht der Cubikeinheit dieser Luft ist $\gamma = 1{,}3$ Kilogr. und die specifische Wärme $c = 0{,}25$ zu setzen. Genauer ist nach Regnault $c = 0{,}2377$ für atmosphärische Luft, da wir es aber mit einer Mischung verschiedener Gase zu thun

haben, deren specifische Wärme zum Theil größer, als die Luft ist, so habe ich obigen Werth angenommen.

Um nun obige Formeln zunächst für die eben angegebenen mittleren Verhältnisse zu benutzen, nehme ich zunächst noch die Temperatur des Kesselwassers $t_0 = 120^0$ und die der äußeren Luft $\tau = 12^0$.

Giebt 1 Quadratmeter Heizfläche stündlich x Kilogr. Dampf, so giebt der ganze Kessel stündlich Fx Kilogramme, und diese erfordern nach Regnault die Wärmemenge

$$(606{,}5 + 0{,}305\, t_0 - \tau_0)\, F x,$$

wenn τ_0 die Temperatur des Speisewassers ist, für die wir ebenfalls 12^0 annehmen werden.

Da stündlich Q Kilogramme Steinkohlen auf dem Roste verbrennen sollen, so würden diese bei vollkommener Verbrennung die Wärmemenge WQ entwickeln, von dieser geht aber nur der Theil $\frac{W_1}{W}$ in den Kessel, also im Ganzen $\frac{W_1}{W} \cdot WQ$, daher folgt

$$\frac{W_1}{W} = \frac{(606{,}5 + 0{,}305\, t_0 - \tau_0)}{W} \cdot \frac{F}{Q} \cdot x \text{ und}$$

$$x = \frac{W_1}{W} \cdot \frac{W}{606{,}5 + 0{,}305\, t_0 - \tau_0} \cdot \frac{Q}{F}. \qquad (6)$$

Setzt man in die erstere der beiden Gleichungen oben gegebene Werthe $t_0 = 120^0$, $\tau_0 = 12^0$, $W = 7500$, $\frac{F}{Q} = 0{,}25$; $x = 25$, so folgt:

$$\frac{W_1}{W} = 0{,}527.$$

Hiernach tritt unter mittleren Verhältnissen bei gewöhnlichen Dampfkesselfeuerungen nur 52,7 Procent derjenigen Wärmemenge in den Kessel, die man bei ganz vollkommener Verbrennung mittlerer Steinkohlen erzeugen würde.

Mit Hilfe des vorstehenden Werthes läßt sich jetzt aus Gleichung (2) die Temperatur der Luft im Feuerraume berechnen, man erhält

$$t_1 = \frac{W_1}{W} \cdot \frac{W}{c v \gamma} + t_2,$$

oder die oben gegebenen Werthe eingesetzt:

$$t_1 = 1110^0.$$

Gewöhnlich giebt man dafür 1200^0 an.

Mit Hilfe dieses Werthes findet sich nun nach Gleichung (3)

$$\frac{W_2}{W} = 0{,}761,$$

d. h. bei den gewöhnlichen Anlagen mit Steinkohlenfeuerung werden auf dem Roste nur 76,1 Procent der Wärme frei, die sonst bei vollkommener Verbrennung erzeugt würden. Dieser Werth erscheint vielleicht etwas klein; es rührt dies daher, daß der Werth:

$$1 - \frac{W_2}{W} = 0{,}239$$

nicht allein den Verlust bezeichnet, der in Folge unvollkommener Verbrennung entsteht, sondern, daß er auf Grund der ganzen Rechnungsanlage auch alle die Wärmeverluste mit in sich schließt, die wir nicht besonders in Betracht ziehen konnten.

Ferner bestimmt sich nach Gleichung (4) unter Annahme der oben gegebenen Werthe:

$$\frac{W_3}{W} = 0{,}234.$$

Durch die im Schornstein abziehenden Gase gehen also 23,4 Procent an Wärme verloren, gewöhnlich nimmt man 25 Procent an.

Nach diesen Vorbereitungen läßt sich nun endlich nach Gleichung (1) der Wärmeleitungscoefficient μ berechnen, dessen Bestimmung hier von besonderer Wichtigkeit ist. Durch Umformung von Gleichung (1) erhält man

$$\mu = \frac{c v \gamma}{3600} \frac{Q}{F} \operatorname{Log\,nat} \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}.$$

Und hieraus durch Substitution der bekannten Werthe

$$\mu = 0{,}00840 = \frac{1}{119}.$$

Dieser Werth bedeutet nichts anderes, als die Wärmemenge, die pro Secunde durch 1 Quadratmeter Kesselwand geht, wenn die Temperatur der Verbrennungsgase auf der einen Seite um 1^0 höher ist, als die des Wassers auf der anderen Seite der Fläche.

Jetzt endlich kann zur Beantwortung der Hauptfrage übergegangen werden. Man denke sich eine gewisse Dampfkesselanlage, bei welcher der Zug auf künstliche Weise, also etwa durch einen Ventilator, hervorgebracht werde, sodaß also stets das zur Verbrennung nöthige Luftquantum, nämlich $v = 16$ Cubikmeter pro 1 Kilogramm Steinkohlen, durchgeführt wird, mag die Temperatur t_2 der Gase beim Verlassen des Kessels eine beliebige sein, wenn sie nur höher als die Temperatur des Wassers im Kessel ist. Die Temperatur im Feuerraume wird dann immer $t_1 = 1110^0$ sein, wenn ich die oben angenommenen Temperaturen $t_0 = 120^0$, $\tau = \tau_0 = 12^0$ beibehalte. Bei dieser Anlage sollen nun Versuche in der Art angestellt werden, daß man bei jedem Versuche anders feuert, das eine Mal sollen z. B. pro 1 Quadratmeter Heizfläche 1 Kilogramm Kohlen, das andere Mal 2, das dritte Mal 3 Kilogramme verbrannt werden, sodaß also beziehungsweise ist $\frac{F}{Q} = 1,\ \frac{1}{2},\ \frac{1}{3}$ ꝛc., oder $\frac{F}{Q} = 1, 2, 3$ ꝛc. Unter dieser Voraussetzung bestimmt sich zunächst für jeden einzelnen Versuch nach Gleichung (1) die Temperatur der Feuerluft am Ende des Kessels, und zwar nimmt diese Gleichung für vorliegende Rechnung durch

Einführung der bekannten Werthe von t_0, t_1, c, v, γ und μ folgende Gestalt an:

$$t_2 = 120 + 990 \, . \, e^{-5,8177 \, . \, \frac{F}{Q}} \, .$$

Dann finden sich die Wärmemengen, die in den Kessel treten und durch die abziehenden Gase verloren gehen, nach Gleichung (2) und (4).

Dann berechnet sich nach Gleichung (6), welche hier folgende Gestalt annimmt, die Dampfmenge x stündlich pro Quadratmeter Heizfläche

$$x = 11,886 \cdot \frac{W_1}{W} \cdot \frac{Q}{F} .$$

Ferner berechnet sich noch die Dampfmenge in Kilogrammen, welche bei jedem Versuche durch 1 Kilogramm Kohlen erzeugt wird, auf folgende Weise:

Jedes Quadratmeter Heizfläche giebt stündlich x Kilogr. Dampf; da nun pro Quadratmeter $\frac{Q}{F}$ Kilogr. Brennstoff verbraucht werden, so giebt 1 Kilogramm Brennstoff $\frac{x}{\frac{Q}{F}}$ oder $x \frac{F}{Q}$ Kilogramme Dampf.

Auf diese Weise ist die folgende Tabelle entstanden; die beiden letzten Horizontalreihen sind einfach durch Umkehrung der eben gegebenen letzten beiden Formeln hervorgegangen.

Tabelle I.

Mittlere Temperatur des Dampfes $t_0 = 120^0$.

(1) Steinkohlenmenge in Kilogr. stündlich pro Quadratmeter Heizfläche		$\frac{Q}{F} =$	10	8	6	**4**	3	2	$1^3/_4$	$1^1/_2$	$1^1/_4$	1 Kilogr.
(2) Temperatur der Feuerluft beim Eintritt in den Fuchs		$t_2 =$	673	598	495	**350**	262	174	156	140	130	123 Grad C.
(3) Wärmemenge, welche zur Dampfbildung verwendet wird	In Procenten der absoluten Heizkraft	$\frac{W_1}{W} =$	30,3	35,5	42,6	**52,7**	58,8	64,9	66,1	67,2	67,9	68,4
(4) Wärmemenge, welche durch die abziehenden Gase verloren geht		$\frac{W_3}{W} =$	45,8	40,6	33,5	**23,4**	17,3	11,2	10,0	8,9	8,2	7,7
(5) Dampfmenge stündlich pro Quadratmeter Heizfläche		$x =$	36,01	33,75	30,41	**25,00**	20,96	15,43	13,76	11,99	10,09	8,13 Kilogr.
(6) Dampfmenge pro 1 Kilogramm Steinkohlen			3,60	4,22	5,07	**6,25**	6,99	7,71	7,86	7,99	8,07	8,13 Kilogr.
(7) Heizfläche zur Erzeugung von 100 Kilogr. Dampf stündlich			2,77	2,96	3,29	**4,00**	4,77	6,48	7,27	8,34	9,91	12,29 □Met.
(8) Steinkohlenmenge zur Erzeugung von 100 Kilogr. Dampf			27,77	23,70	19,73	**16,00**	14,31	12,96	12,72	12,51	12,38	12,29 Kilogr.

Die Werthe derjenigen Verticalcolumne, welche einer Verbrennung von 4 Kilogrammen Steinkohlen stündlich pro Quadratmeter entsprechen und die durch fettere Schrift hervortreten, sind diejenigen, die wir zum Theil der ganzen Rechnung zu Grunde legten. Man bemerkt aus den Werthen der zweiten Horizontalreihe, in welchem Maße die Temperatur der abziehenden Gase geringer wird, je weniger man pro Quadratmeter Heizfläche stündlich an Steinkohlen verbrennt, oder umgekehrt, je größer für ein bestimmtes stündlich zu verbrennendes Kohlenquantum die Heizfläche gemacht wird. Zeile (3) zeigt wie gleichzeitig dann eine immer größere Wärmemenge im Kessel nutzbar verwendet wird, und dann folgt, wie viel kleiner nach Zeile (4) die Wärmemenge wird, welche die abziehenden Gase entführen. Die äußerste Grenze der Ersparniß ist aber erreicht, sobald die Gase die Temperatur des Kesselwassers angenommen haben, eine weitere Abkühlung durch Vergrößerung der Heizfläche ist nicht denkbar, weil sonst die aus dem Kessel zurücktretende Wärme die Gase auf constanter Temperatur erhalten würde. Nehme ich an, man habe Dampf im Kessel, der wirklich genau die der Temperatur $t_0 = 120^0$ entsprechende Spannung hat, und es würden die Gase durch entsprechende Größe der Heizfläche wirklich bis 120^0 abgekühlt, dann bleibt der durch das Abführen derselben hervorgebrachte Wärmeverlust immer noch:

$$\frac{W_2}{W} = \frac{c v \gamma}{W} (t_0 - \tau)$$

nach Gleichung (4), und man hat den Wärmeverlust, der

unter den angenommenen Verhältnissen der geringste ist, mag der Zug auf irgend eine Weise bewerkstelligt werden:

$$\frac{W_3}{W} = 0{,}075,$$

also 7,5 Procent. Eine so starke Abkühlung wird man aber selbst bei Anwendung von Ventilatoren in der Praxis nicht zu erreichen streben, weil, wie das Weitere zeigen wird, dazu eine unverhältnißmäßige Heizfläche erforderlich ist, und durch eine geringere Heizfläche beinahe dasselbe erreicht wird. Hat man höher gespannten Dampf, also solchen von höherer Temperatur, dann fällt der kleinste Werth von $\frac{W_3}{W}$ größer aus, als der eben berechnete.

Die Zeile (5) giebt die Dampfmenge pro Quadratmeter Heizfläche stündlich, die Werthe nehmen umsomehr ab, je größer die Heizfläche für ein gewisses stündliches Kohlenqantum genommen wird, je vortheilhafter man also die Wärme benutzt. Der Vortheil geht aus den Werthen der (6.) Zeile hervor, welche die Dampfmenge giebt, die durch 1 Kilogramm Steinkohlen gewonnen wird. Man sieht, daß man mit mittleren Steinkohlen, welche bei gewöhnlichen Feuerungen durchschnittlich 6 bis 6,5 Kilogr., also im Mittel wie die Tabelle annimmt, 6,25 Kilogr. Dampf geben, daß diese bei gehöriger Vergrößerung der Heizfläche bis zu 8 Kilogrammen Dampf geben können; bei besseren Steinkohlen würden alle Werthe noch etwas höher ausfallen, als die Tabelle giebt. Man sieht aber aus Allem, daß die Angabe, wie viel Kilogramme Dampf durch ein Kilogramm Brennstoff gewonnen werden, durchaus nicht, wie dies in der Praxis fast allgemeine Ansicht ist, als Maß für die Güte des Brennstoffes anzusehen ist, die Tabelle zeigt, daß selbst mittlere Steinkohlen bis zu 8 Kilogrammen Dampf liefern können, wenn die Heizfläche nur so groß ist, daß die Verbrennungsgase stärker, als gewöhnlich abgekühlt werden.

Will man daher derartige Angaben unter einander vergleichen und auf die Größe der Heizkraft des Brennstoffes schließen, so sollte dabei stets noch eine Angabe gemacht werden, und zwar, wie viel Brennstoff stündlich pro Quadratmeter Heizfläche verbrannt wurden. Vergleicht man die Heizkraft verschiedener Steinkohlensorten, wie sie z. B. Cavé durch Versuche gefunden hat mit Rücksicht darauf, wie viel stündlich bei den Versuchen pro Quadratmeter Heizfläche verbrannt wurden, so findet sich, daß die verschiedenen Sorten hinsichtlich ihrer Heizkraft, die sie bei Dampfkesselfeuerungen entwickeln, nur wenig differiren. Ueberhaupt war die verhältnißmäßig gute Uebereinstimmung der Cavé'schen Versuche mit den Ergebnissen der oben geführten Rechnungen ein Grund mehr für mich, anzunehmen, daß die obigen theoretischen Betrachtungen vollkommen ausreichen, die vorliegende Frage genügend zu beantworten.

Den wichtigsten Theil obiger Tabelle für unsere Zwecke bilden die beiden letzten Zeilen (7) und (8); alle Verbesserungen an Dampfkesselfeuerungen gehen darauf hinaus, ein gewisses Quantum Dampf mit einer möglichst geringen Menge Brennstoff zu erzeugen. Die unterste Zeile giebt nun die Steinkohlenmenge in Kilogrammen, welche erforderlich ist, stündlich 100 Kilogramme Dampf mittler Spannung zu erzeugen. Die darüber stehenden Werthe der (7). Zeile geben dann an, welche Heizfläche dazu erforderlich ist, wenn die Verbrennungsgase den Kessel mit der Temperatur verlassen, welche Zeile (2) angiebt.

Man bemerkt nun, daß die Heizfläche zur Erzeugung von 100 Kilogrammen Dampf immer größer werden muß, je mehr die Verbrennungsgase abgekühlt werden, und daß der Gewinn an Steinkohlen zunimmt. Gewöhnlich erzeugt man auf 4 Quadratmeter Heizfläche mit 16 Kilogrammen Kohlen stündlich 100 Kilogramme Dampf, macht man aber die Heizfläche größer, etwa 6,48 Quadratmeter, so ist das erforderliche Kohlenquantum 12,96 Kilogramme, bei 8,38 Quadratmeter, aber 12,51 Kilogramme. Um den Einfluß der Heizfläche besser übersehen zu können, ist aus obiger Tabelle I zum Theil durch Interpolation folgende Tabelle II zusammengestellt worden:

Tabelle II.

Mittlere Temperatur des Dampfes $t_0 = 120^\circ$.

Heizfläche zur Erzeugung von 100 Kilogr. Dampf stündlich	4	5	6	8	10	12 Quadratmet.
Erforderliche Steinkohlenmenge	**16,00**	13,98	13,19	12,57	12,37	12,30 Kilogr.
Temperatur der abziehenden Gase	**350°**	243°	190°	144°	129°	123°

Die Tabelle zeigt deutlich, daß mit einer Vergrößerung der Heizfläche entschieden ein Gewinn an Brennstoff verbunden ist, daß aber in der Praxis schon durch mäßige Vergrößerung der Heizfläche fast der ganze Vortheil zu erreichen ist, der in der Anwendung der Ventilatoren geboten ist. Stellt man sich vor, man habe bei einem Dampfkessel seither auf 4 Quadratmeter Heizfläche mit 16 Kilogrammen Kohlen stündlich 100 Kilogramme Dampf erhalten, und

ersetzt man diese Anlage durch eine andere, deren Heizfläche das $1\frac{1}{2}$fache der ersteren ist, und bringt man wegen der größeren Abkühlung der Gase statt des Schornsteines einen Ventilator an, so braucht man jetzt bei 6 Quadratmeter Heizfläche pro 100 Kilogramme Kohlen stündlich nur noch 13,19 Kilogramme Kohlen, d. h. man erspart dadurch: 17,5 Procent an Kohlen.

Hätte man die Heizfläche verdoppelt, also von 4 auf 8 Quadratmeter gebracht, so wären bei der neuen Anlage $16 - 12{,}57 = 3{,}43$ Kohlen weniger erforderlich, um stündlich 100 Kilogramme Dampf zu schaffen, die Ersparniß wäre 21,4 Procent.

Im ersten Falle beträgt die Temperatur der Verbrennungsgase beim Verlassen des Kessels 190° im anderen 144°.

Die Tabelle zeigt ferner, daß eine weitere Abkühlung der Gase durch fernere Vergrößerung der Heizfläche nur sehr geringen Vortheil bringt. Diese Resultate sind für die Praxis von überaus großer Wichtigkeit.

Eine Ersparniß an Brennmaterial bis zu 17 und 20 Procent muß außerordentlich günstig genannt werden; vor Allem aber liegt der Vortheil noch darin, daß diese Ersparnisse auf höchst einfache Weise durch eine sehr mäßige Vergrößerung der Heizfläche erreicht werden können.

Ein Theil des Gewinnes geht zwar wieder dadurch verloren, daß die Bewegung des Ventilators Arbeit, also ebenfalls Brennstoff erfordert, dieser Verlust ist aber verhältnißmäßig gering, und es bleibt in jedem Falle ein Gewinn, der gewiß größer ist, als der, welcher sich durch Ausführung der meisten Vorschläge ergeben würde, die auf andere Weise Ersparnisse an Dampfkesselfeuerungen bezwecken.

Um die Frage möglichst nach allen Richtungen hin zu beleuchten, soweit es eben unsere Formeln gestatten, ist im Folgenden noch vorausgesetzt worden, die Dampftemperatur sei niederiger oder höher, als die mittlere von $t_0 = 120°$. Die beiden folgenden Tabellen sind ebenso aus größeren hervorgegangen, wie Tabelle II aus I. Sie gelten also unter der Voraussetzung, daß bei mittlerer Dampftemperatur unter gewöhnlichen Verhältnissen durch 16 Kilogramme Kohle auf 4 Quadratmetern Heizfläche stündlich 100 Kilogr. Dampf producirt werden.

Tabelle III.

Tiefdruck. Dampfspannung $1\frac{1}{4}$ Atmosphären. Temperatur $t_0 = 106°$.

Heizfläche zur Erzeugung von 100 Kilogr. Dampf stündlich	**4**	5	6	8	10	12 Quadratmet.
Erforderliche Steinkohlenmenge	**15,35**	13,63	12,87	12,29	12,12	12,05 Kilogr.
Temperatur der abziehenden Gase	**326°**	225°	172°	129°	114°	109°

Tabelle IV.

Hochdruck. Dampfspannung 4 Atmosphären. Temperatur $t_0 = 145°$.

Heizfläche zur Erzeugung von 100 Kilogr. Dampf stündlich	**4**	5	6	8	10	12 Quadratmet.
Erforderliche Steinkohlenmenge	**17,03**	14,80	13,88	13,12	12,87	12,79 Kilogr.
Temperatur der abziehenden Gase	**391°**	280°	223°	173°	155°	149°

Zunächst zeigen beide Tabellen, daß stets die Erzeugung von tiefgespanntem Dampf etwas vortheilhafter ist, als die von hochgespanntem; daß aber in dem einen, wie im anderen Falle, gerade wie es oben bei Mitteldruck angegeben wurde, durch eine Vergrößerung der Heizfläche auf das $1\frac{1}{2}$- bis 2fache unter Anwendung des Ventilators eine Ersparniß von respective 17 und 20 Procent an Steinkohlen zu erreichen ist und daß bei einer weiteren Vergrößerung der Heizfläche der Vortheil nur sehr langsam wächst.

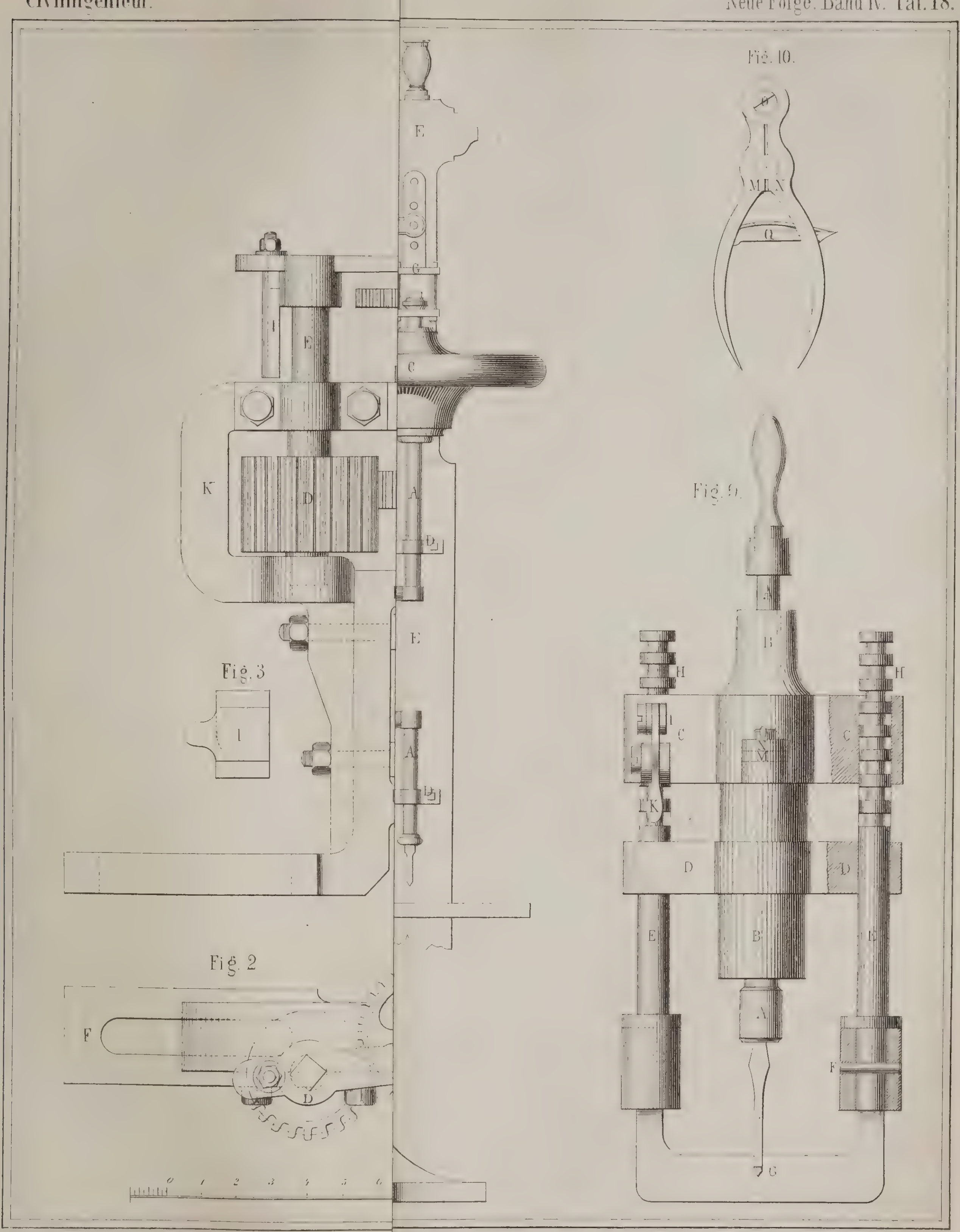
Jedenfalls ist daraus zu schließen, daß unter allen Umständen die Anwendung des Ventilators statt hoher, kostspieliger Schornsteine zu empfehlen ist, daß man aber dann, statt wie gewöhnlich auf 100 Kilogramme Dampf stündlich 4 Quadratmeter Heizfläche, 6 und noch besser 8 Quadratmeter rechnen muß. Es ist dann, selbst wenn die Arbeit, welche der Ventilator beansprucht, in Rechnung gebracht wird, gewiß ein ansehnlicher Gewinn an Brennstoff zu erwarten.

Genauere Bestimmungen sind nur durch Versuche zu erwarten, ich glaube aber, die vorstehenden Rechnungs-

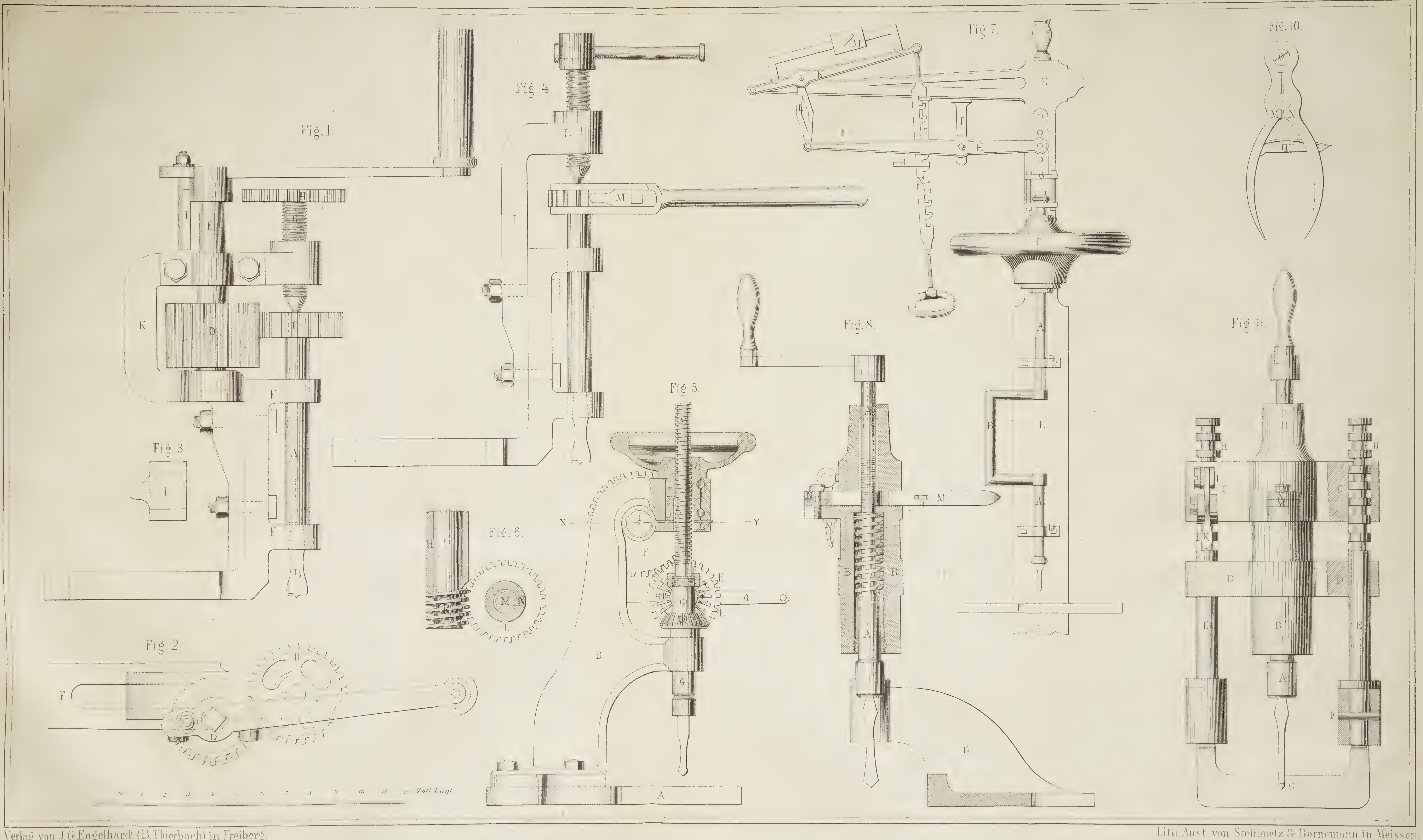
resultate haben wenigstens den großen Vortheil, daß sie schon im Voraus andeuten, in welcher Art bei den Versuchen die Feuerung zu leiten ist, um Erfolge zu erzielen.

Selbst angenommen, die der Rechnung zu Grunde gelegten Erfahrungswerthe seien sehr unsicher, so läßt sich doch kaum erwarten, daß sie so sehr von der Wahrheit abweichen sollten, daß der obige Schluß nicht wenigstens im Allgemeinen richtig ist. Dann zeigt aber auch ein Vergleich mit den Versuchen von Cavé und selbst denen von Brix eine Uebereinstimmung, wie man sie bei Berücksichtigung der unsicheren Grundlagen unserer Rechnungen kaum erwarten sollte. Bei Vergleichung mit den Brix'schen Versuchen muß man nur berücksichtigen, daß diese fast unter den günstigsten Verhältnissen ausgeführt wurden; die Steinkohlenmenge stündlich pro Quadratmeter Heizfläche fallen bei denselben zwischen 1 und 2 Kilogrammen aus, während man gewöhnlich 4 im Mittel rechnet; daraus geht, wie die Tabelle I zeigt, nicht nur hervor, daß die Gase beim Eintritt in den Schornstein viel stärker als gewöhnlich abgekühlt sein mußten, wie auch die Brix'schen Versuchstabellen zeigen, sondern, daß auch die Dampfmengen pro 1 Kilogr. Kohlen bei den Versuchen größer ausfallen mußten, als dies unter gewöhnlichen Verhältnissen der Fall sein wird. Wendet man obige Formeln auf einige Brix'sche Versuche an, dann findet sich für die Temperatur der Verbrennungsgase im Schornsteine eine gute Uebereinstimmung, nur in Betreff der Dampfmenge, welche 1 Kilogr. Kohlen liefert, ist dies nicht ganz der Fall, es scheint, daß der mittlere oben angenommene Werth von 6,25 Kilogr. Dampf pro 1 Kilogramm Kohlen für mittlere Verhältnisse noch etwas zu groß ist. Der Kessel, mit welchem Herr Brix seine Versuche anstellte, hatte die Einrichtung, daß man durch Absperren oder Oeffnen gewisser Rauchcanäle die Verbrennungsgase früher oder später in den Schornstein führen konnte, sodaß nach Belieben die Heizfläche etwa 350 oder nur 225 Quadratfuß preußisch angenommen werden konnte. Mit einzelnen Steinkohlensorten führte Herr Brix den Versuch das eine Mal mit der größeren, das andere Mal mit der kleineren Heizfläche aus; man sollte nun nach obiger Theorie und auch nach der gewöhnlichen Anschauung der Sache erwarten, daß dieselbe Kohlensorte bei Anwendung der größeren Heizfläche mehr Dampf hätte geben müssen, als bei Anwendung der kleineren, vorausgesetzt, daß bei beiden Versuchen stündlich ungefähr dasselbe Kohlenquantum verbrannt wurde, welch Letzteres auch wirklich geschah. Dieses Resultat zeigen aber die Versuche nicht, das eine Mal sprechen die Versuche zu Gunsten der größeren, das andere Mal zu Gunsten der kleineren Heizfläche, es scheint also, daß eine Vergrößerung der Heizfläche bei den Brix'schen Anordnungen ohne merklichen Einfluß war. Dieses Resultat findet aber nach obiger Tabelle I seine vollständige Erklärung; wie schon erwähnt, verbrannte Herr Brix durchschnittlich pro Quadratmeter Heizfläche stündlich nur zwischen 1 und 2 Kilogramm Kohlen; die Tabelle zeigt nun zwischen diesen Werthen der 1. Zeile, daß trotz der großen Verschiedenheit der Heizfläche nach Zeile 7 die Werthe für die Dampfmenge pro 1 Kilogramm Kohlen nur sehr wenig differiren (s. Zeile 6), und daß also die Differenzen der Brix'schen Angaben nur in Beobachtungsfehlern liegen, die trotz aller Vorsicht nicht zu vermeiden waren. Hätten diese höchst interessanten, verdienstvollen Versuche nicht nur zum Zweck gehabt, eine Vergleichung der Heizkraft der Brennstoffe der preußischen Staaten vorzunehmen, sondern zugleich den Einfluß verschiedener Anordnungen der Feuerungsanlage auf die Heizkraft zu untersuchen, dann wäre es erforderlich gewesen, stärker zu heizen, d. h. mehr Brennstoff pro Quadrateinheit Heizfläche zu verbrennen, als dies wirklich geschah. Bei Versuchen zu diesem Zwecke würde es selbst zweckmäßig sein, stärker zu feuern, als dies gewöhnlich geschieht, damit die schädlichen Einflüsse entschiedener hervortreten und zur Messung geeigneter werden.

Anmerkung der Redaction. — Zu vorstehendem interessanten Artikel erlaubt sich die Redaction zu bemerken, daß sie in einigen Dingen etwas abweichender Ansicht ist. Einmal erscheint es nämlich nöthig, auch den Einfluß der strahlenden Wärme mit zu berücksichtigen und zweitens dürfte bei vortheilhaften Kesselconstructionen die Annahme, daß die abziehenden Verbrennungsproducte mindestens die Temperatur der Dämpfe haben müßten, kaum zulässig sein, da ein Theil dieser Kessel nur als Vorwärmer dient und das Wasser darin wahrscheinlich eine nicht viel höhere Temperatur, als diejenige der Speisewasser besitzt. Schließlich sei auch noch die Bemerkung gestattet, daß es nicht schwierig sein dürfte, selbst bei starker Abkühlung der Gase den nöthigen Zug durch bloße Essen zu erreichen, wenigstens giebt die Theorie an, daß bei 60° Essentemperatur nur ein $1\frac{1}{2}$ mal so großer Querschnitt erforderlich ist, als bei 300°.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.   Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Beschreibung einer neuen Bohrmaschine zum Ausbohren ausgebrannter Feuerkisten, und Notizen über einige amerikanische Bohrmaschinen.

Von

B. Hager,

Ingenieur in Dresden.

(Hierzu Tafel 18.)

Das Ausbohren der kupfernen Stehbolzen erfordert, wenn eine neue Feuerkiste in einen Locomotivkessel eingezogen werden soll, die Errichtung von einem bedeutenden Gerüste, welches bei jeder Reihe Nieten verändert und an jeder Feuerkistenseite frisch aufgebaut werden muß, also einen bedeutenden Zeitaufwand und sehr viel Raum in Anspruch nimmt. Anderntheils werden die Löcher, da die Richtung der Bohrknarre eine horizontale ist und deshalb nach dem Augenmaß bestimmt wird, weil man zum Horizontalstellen der Druckspitze und des vorgezeichneten Kernpunktes nicht ein so einfaches Mittel besitzt, als das Loth, welches bei verticalen Löchern, an die Druckspitze gehängt, diese Richtung genau angiebt, oft schief gebohrt und hierdurch die Schraubengänge an einer Seite aus dem Kessel ausgearbeitet, was eine unnöthige Erweiterung des Loches und Verstärkung der Stehbolzen, oder ein Undichtwerden derselben, da sie eben das Loch nicht ausfüllen, nach sich zieht.

Diese Mängel beseitigt folgende von mir construirte Bohrmaschine, welche Figur 1 auf Tafel 18 in der Seitenansicht und Figur 2 im Grundriß darstellt. An der Stahlspindel A, in deren unteres Ende der Bohrer B gesteckt ist, ist oben ein Zahnrad C mit 24 Zähnen befestigt. In dieses Zahnrad greift ein zweites D von gleichem Durchmesser, welches an der Kurbelwelle E angebracht ist. Die Spindel A wird in der Führung F, welche mit einer Schraube an die Kesselwand angeschraubt werden kann, rechtwinkelig zu letzterer geleitet. An der Schraube G, welche eine Steigung von 13 Umgängen auf den englischen Zoll hat, befindet sich oben ein Zahnrad H mit 32 Zähnen. Dieses bewegt ein an der Kurbel verstellbarer Zahn I welcher in Figur 3 in natürlicher Größe in der Ansicht von unten abgebildet ist. Dieser Zahn wird so gestellt, daß er bei jeder Kurbelumdrehung das Zahnrad H um einen Zahn fortdreht, wodurch dem Bohrer der seiner Kreisbewegung entsprechende Druck gegeben wird, um einen angemessenen Bohrspahn in Kupfer zu nehmen.

Um mit dieser Bohrmaschine bohren zu können, wird ein Loch in der zweiten unteren Reihe der Stehbolzen jeder Feuerkistenseite mit einer Knarre gebohrt, in dieses Gewinde geschnitten und die Bohrmaschine so angeschraubt, daß die Bohrerspitze in das nächste Stehbolzenmittel zeigt, und so werden vom ersten Loche aus so viel Stehbolzen ausgebohrt, als man mit dem Bohrer erreichen kann. Hierauf werden in das Loch, von welchem man zu den meisten Stehbolzen kommen kann, Gewinde geschnitten und von hier aus abermals gebohrt u. s. f. Das Gewindeeinschneiden erfordert allerdings einige Zeit, ist aber nicht in Betracht zu ziehen, da, wie schon oben erwähnt, das Erbauen eines Hilfsgerüstes wegfällt und alle Löcher winkelrecht zur Kesselwand ausfallen müssen, also kein Verbohren derselben möglich ist.

An der Vorder- und Rückwand der Feuerkiste, an welcher man nicht mit der Kurbel bohren kann, wendet man die Knarre an, wie es Figur 4 darstellt, indem anstatt des gekröpften Theiles K ein anderer, L, an die Führung geschraubt und an die Stelle des Zahnrades C eine Knarre an die Bohrspindel A befestigt und für die Schraube G mit Zahnrad H eine andere mit einem durchbohrten Kopf und einem Eisenbolzen eingesetzt wird. Mit Hilfe dieser beiden Bohrmaschinen ist man im Stande, eine Feuerkiste 4 Tage schneller auszubohren, als nach der alten Methode. In kupfernen Stehbolzen bohrt man ein Loch von $^3/_4$ Zoll Durchmesser in 6 Minuten einen Zoll tief. Eine solche Bohrmaschine wird in der Maschinenwerkstätte der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn seit einem halben Jahre angewendet.

Ich kann nicht umhin, hier auf einige andere Bohrmaschinen, welche in Amerika gebräuchlich sind, aufmerksam zu machen. Die erste derselben, welche in Figur 5 im Aufriß und theilweisen Verticaldurchschnitt dargestellt ist, giebt gleichfalls dem Bohrer den zum Bohren erforderlichen Druck und seinen Kreislauf durch Umdrehung einer Kurbel. Auf die Fundamentplatte A, welche mit einer Anzahl viereckiger Löcher zum Befestigen des zu bohrenden Gegenstandes versehen ist, ist die gußeiserne Spindelführung B aufgeschraubt. An diese Führung ist ein horizontales Lager, welches die Kurbelwelle und das auf ihr befestigte Kegelrad C und Zahnrad E trägt, angegossen.

Das verticale Kegelrad C greift in das horizontale D, und giebt hierdurch der Bohrerspindel die drehende Bewegung, während der Trieb E das Zahnrad F bewegt, welches auf der Welle I gleichfalls in einem horizontalen Lager H, Fig. 6, läuft. Die Welle I endigt in eine Schraube ohne Ende K, welche das Wurmrad L langsam dreht. Fig. 6 ist ein horizontaler Durchschnitt dieses Mechanismus durch XY.

Das Wurmrad L dreht sich wiederum lose in der Spindelführung B, in der es durch einen runden Stahlstift an seinem Platze erhalten wird und ist so weit ausgebohrt, daß die Schraube M der Bohrspindel sich leicht hindurchstecken läßt, hat also kein Muttergewinde. Die Schraube M hat ihrer ganzen Länge nach eine Nute, und ebenso hat das Wurmrad inwendig eine entsprechende Vertiefung. Durch Einsenkung eines Keiles N in diese Nuten kann man nun die Schraube M und das Wurmrad L beliebig kuppeln. Oberhalb des Wurmrades, jedoch in demselben Lager, befindet sich die Mutter O der Bohrspindel M, welche die Form eines Rades hat und sich ebenfalls lose in B bewegt und durch einen runden Stahlstift auf dieselbe Weise wie L gehalten wird. Die Bohrspindel B besteht aus zwei Hälften G und M, welche in der Mitte durch eine Mutter P zusammengehalten werden.

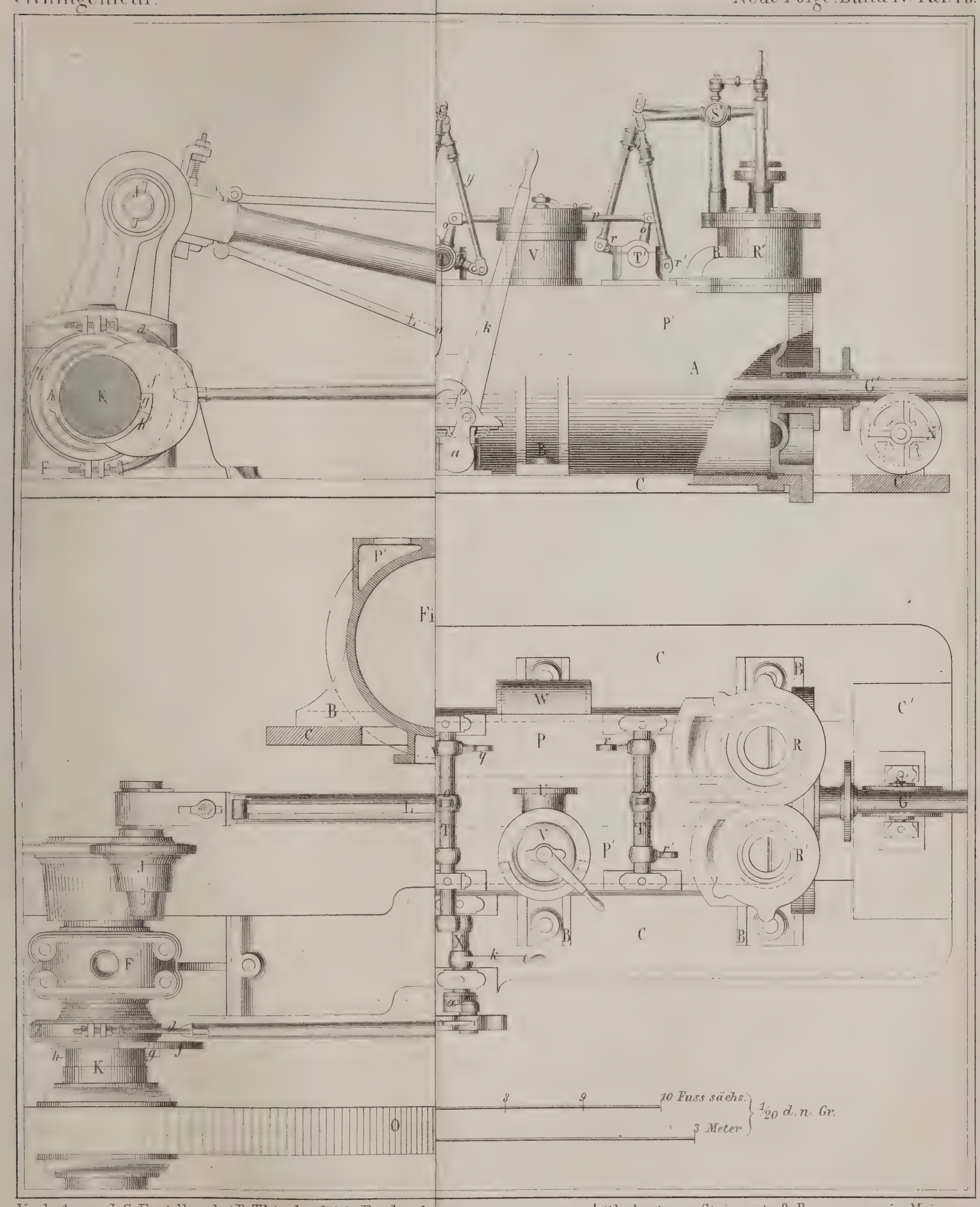
Soll nun ein Loch gebohrt werden, so schraubt man den Bohrer vorerst durch die Mutter O in die richtige Stellung, verbindet dann durch Einstecken des Keiles N das Wurmrad L mit der Bohrerspindel und giebt dem Bohrer durch die Kurbel die nöthige horizontale Drehung und den verticalen Druck. Ist das Loch gebohrt, so entkuppelt man durch Herausziehen des Keiles N die Bohrerspindel vom Wurmrad und schraubt sie mit Hilfe der Mutter O wieder in die Höhe. Noch ist zu bemerken, daß die untere Spindelhälfte G und das Kegelrad D mit Feder und Nute verbunden sind, um sich vertical unabhängig von einander bewegen zu können.

Ein Vorzug dieser beiden Bohrmaschinen vor der noch zu beschreibenden ist, daß dem Bohrer stets ein gleichförmiger Druck gegeben wird, weshalb beim Durchbrechen des Loches nie ein Bohrer abbrechen kann, wie bei solchen Bohrmaschinen, bei denen ein Gewicht oder eine Feder den nöthigen Druck giebt und demnach zuletzt den Bohrer plötzlich durch das Metall drückt, wobei er dann leicht abgedreht wird.

Eine gleichfalls sehr gebräuchliche Bohrmaschine, welche durch ein mit einem System von Hebeln verbundenes Gewicht dem Bohrer den nöthigen Druck giebt, zeigt Fig. 7 im Aufriß. Die Bohrspindel A mit ihrer Kurbel B endigt in einem schweren horizontalen Schwungrad C, welches nicht allein die auf das Drehen der Kurbel verwendete Kraft gleichmäßiger vertheilt, sondern auch dem Bohrer den nöthigen Druck giebt, und wird in Lagern DD, die an das gußeiserne Gestell E geschraubt sind, gehalten. Der Bohrtisch F ist gleichfalls zur Befestigung der zu bohrenden Gegenstände durchlöchert. Durch ein Gelenk G, in dem sich das obere Ende der Bohrspindel ungehindert drehen kann, ist dieselbe mit dem Hebel H, welcher seinen Drehpunkt in einem gußeisernen, an das Gestell gegossenen Säulchen I hat, verbunden und dieser abermals an seinem entgegengesetzten Ende mit einem anderen Hebel K, der sich um das äußerste Ende des Gestelles E dreht, durch das Zwischenstück L gekuppelt. Auf einem am Hebel K angeschraubten Bügel ist ein verstellbares Gegengewicht M angebracht, durch dessen Verschiebung man dem Bohrer je nach der Größe des Loches den angemessenen Druck geben kann; man vermindert also hier durch Verschiebung des Gewichtes M vom Drehpunkte des Hebels K hinweg das Gewicht von C und demnach auch den auf den Bohrer wirkenden Druck. Zur Hebung der Bohrspindel dient die am Ende des Hebels K angebrachte Zahnstange, welche in den Halter O eingehängt werden kann.

Ehe man zu bohren beginnt, erleichtert man das Gewicht C, welches schwer genug sein muß, um den erforderlichen Druck für die größten Löcher, welche man mit einer Kurbel bohren kann, zu geben, durch Verrückung von M, schraubt dieses mit der Daumschraube fest, zieht dann die Spindel durch die Zahnstange N in die Höhe und hängt letztere in den Halter O ein. Hat man nun das zu bohrende Metall unter den Mittelpunkt der Spindel gebracht, so hängt man N aus und beginnt zu bohren. Ist der Bohrspahn zu schwach, so nähert man M dem Drehpunkte des Hebels K oder entfernt es im umgekehrten Falle. Beim Durchbrechen des Loches thut man am besten den Griff der Zahnstange N in die Hand zu nehmen, um nöthigen Falles den Druck etwas mindern und das etwaige Abbrechen des Bohrers verhüten zu können. Durch Anbringung einer Riemenscheibe an der Spindel A kann man diese Bohrmaschine natürlich auch mit Dampfkraft treiben.

Eine Bohrmaschine mit Federdruck endlich stellt Fig. 9 in der Frontansicht und theilweisem Durchschnitt; Fig. 8 in einem Durchschnitt durch die Bohrspindelführung dar. Die Bohrspindel A läuft im oberen und unteren Ende eines hohlen Cylinders B, welcher sich durch 2 angegossene Doppelarme CC, DD auf 2 parallelen Säulchen EE auf- und abschieben läßt. Diese Säulchen sind durch runde Stahlstifte F mit der Fundamentplatte G verbunden und haben in der oberen Hälfte eine Anzahl Nuten H eingedreht, in die ein kleiner Zahn I, welcher durch einen Hebel K und eine kleine Feder an letzterem an seinem Platze gehalten wird, beliebig eingelassen werden kann, um den Cylinder B und mit ihm den Bohrer in der entsprechenden Höhe befestigen zu können. Die Bohrspindel ist unten stärker und hat nahe dem oberen Ende eine Schraube, welche beliebig mit einer Mutter verbunden



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Fig. 1. *Seitenansicht.*

Fig. 2. *Grundriss.*

Fig. 3.

0 6 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 Fuss sächs.

0 0.5 1 2 3 Meter

1/20 d. n. Gr.

Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.

Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

werden kann, und erhält den zum Bohren nöthigen Druck durch eine Spiralfeder L, welche oben gegen den Cylinder B und unten gegen einen Ansatz der Bohrspindel drückt. Die oben erwähnte Mutter zeigt Figur 10 im Grundriß, sie besteht aus zwei Hälften M und N, welche sich um eine Schraube O bewegen lassen und durch den Sperrhaken Q geschlossen gehalten werden. Die Schraube O ist an einem Ansatz am Cylinder B festgeschraubt.

Will man nun bohren, so befestigt man das Metall auf dem Bohrtische, schließt die Mutter MN und giebt der Spiralfeder durch eine Anzahl Kurbeldrehungen die nöthige Spannung, hierauf läßt man, indem man die beiden Zähne I hebt, die Bohrspindelführung BCCDD auf dem Säulchen EE herabgleiten, bis der Bohrer auf das Metall trifft, läßt dann die Zähne I in die dieser Stellung entsprechenden Nuten einfallen und öffnet die Mutter MN. Sollte jetzt der Bohrer zu viel greifen, so muß man, nachdem man vorher die Mutter wieder geschlossen, die Führung um eine Nute höher, oder im entgegengesetzten Falle tiefer rücken. Zu gleichtiefen und gleichgroßen Löchern braucht man natürlich die einmal gestellte Bohrerführung nicht wieder zu verrücken und hat nur nach Vollendung eines jeden Loches die Mutter zu schließen, um den Bohrer zurückschrauben zu können.

Horizontale Fördermaschine mit Ventilsteuerung aus der Maschinenfabrik der Herren F. L. & E. Jacobi in Meißen.

(Hierzu Tafel 19.)

Die Redaction verdankt der Güte der Herren F. L. & E. Jacobi in Meißen die Zeichnung zu der auf Tafel 19 dargestellten 50pferdigen Förderdampfmaschine mit Ventilsteuerung, welche auf der Steinkohlengrube Westphalia in Lugau bei Stollberg aufgestellt werden soll und nach einer schon mehrfach mit dem besten Erfolg angewendeten Construction gebaut ist. Da hierbei die Ventilsteuerung durch einen ganz abweichenden Mechanismus bewirkt wird, als bei der auf Tafel 15 dargestellten Förderdampfmaschine von Révollier und da die Jacobi'sche Maschine überhaupt manche eigenthümliche Construction zeigt, so machen wir von der bereitwilligen Erlaubniß der Herren Jacobi, sie zu veröffentlichen, dankbar Gebrauch.

Figur 1 auf Tafel 19 stellt die Maschine in der Seitenansicht und theilweise aufgedeckt dar;

Figur 2 giebt einen Grundriß der Maschine, aus welchem der Deutlichkeit wegen die Steuerwellen weggelassen sind, und

Figur 3 zeigt einen Querschnitt durch den Dampfcylinder und den Dampfausströmungscanal.

System und Aufstellung. — Die dargestellte Maschine gehört zu den neuerdings so allgemein beliebten horizontalen Dampfmaschinen, arbeitet mit Hochdruck und verstellbarer Expansion, aber ohne Condensation, ist mit einem Mechanismus zum Umkehren der Bewegung und zum Steuern mit der Hand versehen und ist auf Ventilsteuerung mit besonderen Einströmungs- und Austrittsventilen an jedem Ende des Cylinders eingerichtet. Sie ruht auf einer einzigen rahmenförmigen Lagerplatte C, welche sowohl den Dampfcylinder A, als die Gradführung D und das Kurbellager F aufnimmt, und der Dampfkolben erhält durch die Verlängerung der Kolbenstange nach rückwärts noch eine besondere Führung.

Dampfcylinder. — Der Dampcylinder A ist, wie namentlich Figur 3 erkennen läßt, durch 6 angegossene Nasen B auf dem Rahmen C aufgelagert, mit versenkten Böden versehen und auf seinem Obertheil mit einer ebenen Platte begrenzt, wodurch zwei dreieckige Canäle P, P′ gebildet werden. Letzterer (P′) ist der Dampfzuführungscanal, indem der Dampf aus dem Rohre U in das Gehäuse V des Regulatorventils und aus diesem in den Canal P′ gelangt, der Canal P ist dagegen der Dampfabführungscanal und endigt in dem um den Cylinder herumgeführten rectangulären Rohre W, welches auf der Unterseite des Cylinders in das Ausblaserohr mündet. Der Dampfkolben erhält, wie bereits bemerkt, nicht nur durch die Stopfbüchse der eigentlichen Kolbenstange G, sondern auch durch die in eine Stopfbüchse im Boden des Cylinders geleitete Verlängerung G′ der Kolbenstange eine sichere Führung.

Lenkerstange. — Wie bei allen horizontalen Dampfmaschinen wird die Bewegung des Dampfkolbens direct auf die Kurbel I der Schwungradwelle K übertragen. Weil aber der Hub der Maschine ein sehr ansehnlicher ist (nämlich 5 Fuß), so erhält die Lenkerstange H auch eine bedeutende Länge, und man hat sie daher, um nicht zu schwere und plumpe Dimensionen zu erhalten, durch schmiedeeiserne Spannungsstangen L verstärkt, welche durch die an den Streben M angebrachten Muttern beliebig angezogen werden können. Eine derartige Armatur der Lenkerstange giebt ihr eine außerordentliche Festigkeit und Steifheit

und gestattet ihr Gewicht sehr wesentlich herabzuziehen, was von großem Vortheil für die Gleichförmigkeit des Ganges ist.

Steuerung. — An jedem Ende des Cylinders befindet sich ein Eintritts- und ein Austrittsventil, welche nebeneinander auf der horizontalen Deckplatte des Cylinders aufgestellt sind. Die Austrittsventile Q und R sind größer, als die Eintrittsventile Q′ und R′; jene sitzen auf dem Dampfabführungscanale P, die Eintrittsventile aber auf dem Dampfzuführungscanale P′. Jedes Ventil hat auch einen besonderen Canal nach dem Cylinder zu.

In Figur 1 ist das Eintrittsventilgehäuse am vorderen Ende des Cylinders nach der Linie 1—2 in Fig. 2 durchschnitten dargestellt, sodaß man sehen kann, wie der Canal P′ in die Ventilkammer Q′ seitwärts einmündet und wie die Dämpfe bei geöffnetem Ventil nach unten in den Cylinder eintreten können. Ist Q′ geöffnet, so muß gleichzeitig das Eintrittsventil R′ am hinteren Ende des Cylinders geschlossen, dagegen das dortige Austrittsventil R geöffnet sein, und es können dann die gebrauchten Dämpfe durch den Canal P und W nach dem Ausblaserohre abziehen. In Figur 2 sind bei den hinteren Ventilkästen die Deckel abgenommen und die Ventile ausgehoben gedacht.

Die Ventile sind doppelsitzige Glockenventile und werden durch eine von den Cornischen Dampfmaschinen bekannte Hebelverbindung gehoben. Es liegt nämlich über jedem Paare von Ventilen eine horizontale Welle S, um welche sich zwei ungleicharmige Hebel s und s′ drehen. Die kürzeren Arme der letzteren greifen in kleine rahmenförmige Köpfe an den Ventilstangen t und t′, während die Enden der längeren Arme von den Zugstangen y, y′ gefaßt werden. Diese Zugstangen werden von einer horizontalen Welle T aus bewegt, welche auf der Deckplatte des Cylinders ruht und zwei Arme q, q′ trägt, an welchen die Zugstangen y, y′ mit den unteren Enden befestigt sind. Durch ungleiche Länge der Arme q, q′ wird ein verschiedener Hub der Ventile Q, Q′ erzeugt und da die Enden dieser Arme mit länglichen Schlitzen versehen sind, so kann man durch geeignete Begrenzung des Spielraumes in diesen Schlitzen die Oeffnungsweite jedes Ventiles beliebig reguliren.

Damit die entgegengesetzten Bewegungen der gleichnamigen Ventile an den entgegengesetzten Enden des Cylinders gleichzeitig erfolgen, so ist die zweite Steuerwelle T′ durch die Arme o, o′ und die Verbindungsstange p mit der Welle T gekuppelt und den Armen r, r′ die entgegengesetzte Stellung gegen diejenige der Arme q, q′ gegeben. Es schließt sich demgemäß das Ventil Q, wenn sich R öffnet, und weil der Arm q′ auf der entgegengesetzten Seite des Armes q sitzt, so öffnet sich auch Q′, wenn sich Q schließt u. s. w.

Die Bewegung der Steuerwellen T und T′ wird übrigens durch das Excentric Z auf der Schwungradwelle K bewirkt, indem die Excentricstange c auf den um die Axe Y oscillirenden kleinen Balancier wirkt und dieser mittelst der Zugstange b eine hin- und hergehende Bewegung der kleinen Kurbel a an der Welle X veranlaßt. Letztere Welle, welche am Fuße des Dampfcylinders gelagert ist, trägt einen Hebel l, der mittelst der Zugstange m an die kleine Kurbel n auf der Steuerwelle T angeschlossen ist, und es wird demgemäß bei jeder Umdrehung der Schwungradwelle K eine Oscillation der beiden Steuerwellen T und T′ erfolgen, welche sich in beschriebener Weise auf die Balanciers s und s_1 an den über den Ventilgehäusen liegenden Axen S und S′ fortpflanzt und ein entsprechendes Oeffnen oder Schließen der vier Ventile verursacht.

Umsteuerung und Steuerung mit Hand. — Zur Umsteuerung ist eine bei Fördermaschinen öfters angewendete Einrichtung angebracht, indem das Excentric auf der Schwungradwelle lose reitet und nur durch den an der Welle sitzenden Mitnehmer g umgetrieben wird, wenn sich derselbe an die eine der beiden Knaggen h, h′ anlegt. Will der Maschinist umsteuern, d. h. die Maschine nach der entgegengesetzten Seite umlaufen lassen, so löst er erst die Zugstange b, welche mittelst einer Kerbe auf der Warze der kleinen Kurbel a ruht, aus, ergreift sodann den an der Welle X sitzenden langen Hebel k und steuert mit der Hand um, worauf sich die Welle K nach der entgegengesetzten Richtung dreht und folglich der Mitnehmer g gegen die andere Knagge des Excentrics stößt und auch dieses nach dieser Richtung mitnimmt. Hierauf wird die Zugstange b wieder eingelegt und die Maschine steuert sich nun selbst in der gewünschten Richtung.

Um das Aus- und Einlegen der Zugstange c zu erleichtern, sind an letzterer die Hebel u und w angebracht. Der Hebel u hat nämlich einen Bügel v, welcher in das geschlitzte Ende der gekerbten Stange b eingreift; wird daher dieser Hebel u nach hinten gezogen, so drückt der Bügel v auf die Warze der Kurbel a und es hebt sich die Stange b aus der Kerbe heraus, sodaß die Bewegung des Excentrics nicht mehr an die Kurbel a übertragen wird. Damit aber der Maschinist den Hebel u nicht in dieser Stellung festzuhalten habe, ist durch denselben bei x ein zweiter Hebel w hindurchgesteckt, welcher zwei kleine Nasen und eine Feder trägt. Bei dem Anziehen des Hebels u legt sich derselbe gegen die oberste Nase und wird durch sie festgehalten, sodaß er in seiner Stellung verharrt, wenn der Maschinist auch die Hand davon abzieht. Damit andererseits die Zugstange b nicht zu hoch gehoben werde, ist auf der unteren Seite derselben ein länglicher Bügel angebracht, welcher aus Figur 1 deutlich ersichtlich ist. Will man die Stange b wieder einlegen, so ergreift man den Hebel w und löst den Hebel u aus, welcher sich nun gegen die

untere Nase des Hebels u legt und die Stange b fallen läßt, bis sie sich von selbst mit ihrer Kerbe einlegt.

Am Excentric bemerkt man noch eine Gegengewichtsscheibe f, deren Bestimmung von selbst einleuchtet.

Stärke der Maschine und Hauptdimensionen. — Die beschriebene Maschine soll eine Arbeit von 50 Pferdekräften verrichten. Der Dampfkolben hat 26 Zoll Durchmesser und 5 Fuß Hub. Die Dampfspannung ist zu 4 Atmosphären Ueberdruck und die Spielzahl zu 25 pro Minute angenommen. Der äußere Schwungraddurchmesser mißt 18 Fuß und das Gewicht des Schwungringes beträgt 96 Centner; das Schwungrad ist also größer und schwerer, als für eine bloße Förderdampfmaschine erforderlich wäre, und zwar aus dem Grunde, weil die Maschine anfänglich mit zur Wasserhaltung dienen soll. Die Bewegung wird von der Schwungradwelle durch ein Vorgelege mit dem Umsetzungsverhältniß 1 : 2 auf die Korbwelle übertragen, und da der Korb 12 Fuß Durchmesser hat, so ergiebt sich eine Fördergeschwindigkeit von 7,854 Fuß.

Vortheile der Ventilsteuerung. — Die Dampfeintrittsventile haben 5 Zoll Durchmesser und $^1/_4$ bis $^1/_2$ Zoll Hub, die Dampfaustrittsventile $6^1/_2$ Zoll Durchmesser und $^5/_8$ Zoll Hub, welcher bis auf $^3/_8$ Zoll vermindert werden kann. Die Eintrittsventile werden durch den Dampfdruck und ihr eigenes Gewicht geschlossen gehalten und die zu ihrer Oeffnung erforderliche Kraft ist äußerst gering. Denn da die Breite der beiden Aufschlageflächen des Ventiles $^5/_{16}$ Zoll, der mittlere Durchmesser des unteren Sitzes $5^5/_{16}$ und derjenige des oberen Sitzes $4^{11}/_{16}$ Zoll beträgt; so ergiebt sich der größte Durchmesser des unteren Sitzes zu $5^5/_8$ Zoll und der kleinste Durchmesser des oberen Sitzes zu $4^3/_8$ Zoll, und überhaupt der Querschnitt derjenigen Fläche, deren Dampfdruck beim Aufheben des Ventiles zu überwinden ist, zu 9,817 Quadratzoll, und wenn man annimmt, daß der Dampf im Ventilgehäuse 45 Pfund Ueberdruck gegen den Dampf im Cylinder besitzt, so ermittelt sich die erforderliche Kraft zum Anheben des Ventiles zu 442 Pfund und bei $^1/_2$ Zoll Hub hat sonach die Maschine beim jedesmaligen Oeffnen 18,4 Fußpfund Arbeit zu verrichten. Gleichzeitig wird aber auch ein Austrittsventil geöffnet, wozu jedoch nur eine kaum angebbare Arbeitsmenge erforderlich sein wird, da der Anhub dieses Ventiles durch den Dampfdruck von innen unterstützt wird, also eigentlich nur das Gewicht des Ventiles und die Reibungen zu überwinden sind. Gesetzt das Gewicht einer solchen Glocke sammt Stange und Zubehör betrage 20 Pfund und ihr Hub $^5/_8$ Zoll, so erfordert ihre Bewegung eine Arbeit von 1 Fußpfund, und man wird daher zur Bewegung der vier Ventile bei jeder Kurbelumdrehung nur etwa 40 Fußpfund, pro Minute also bei 25 Spielen 1000 Fußpfund Arbeit zu rechnen haben. Wäre dagegen ein gewöhnlicher Schieber angewendet worden, so hätte man den Dampfcanälen 10,5 Zoll Breite bei $1^3/_4$ Zoll Weite geben müssen und der Schieber hätte, wenn man auch keinen bedeutenden Ueberhang rechnet, ungefähr 8 mal soviel Fläche, also 147 Quadratzoll Fläche erhalten, welche mindestens einem gleichen Drucke von 45 Pfund pro Quadratzoll ausgesetzt gewesen wäre. Der Hub des Schiebers hätte ungefähr 4 Zoll und folglich die dabei zu verrichtende Arbeit $\frac{0,16 \,.\, 147 \,.\, 45 \,.\, 4}{12}$ = 353 Fußpfund betragen, wenn man den Reibungscoefficienten zu 0,16 annimmt. Diese Arbeit wäre für jede Umdrehung der Kurbel einmal, also in der Minute 25 mal zu verrichten, und es berechnet sich hiernach die Arbeit zur Bewegung eines Schiebers auf 25 . 353 = 8825 Fußpfund pro Minute, was nahezu 9 mal soviel ist, als oben bei der Ventilsteuerung gefunden wurde.

Außer dem so eben näher beleuchteten großen Vortheile der Ventilsteuerung muß man noch darauf aufmerksam machen, eine wieviel größere Einströmungsfläche die Ventile den Schiebern gegenüber darbieten. Die Oeffnung erfolgt fast momentan; wenn aber auch das Ventil erst um einen geringen Theil des gesammten Hubes geöffnet ist, so ist doch der Querschnitt der Ausströmungsöffnungen bereits ziemlich groß, weil der Dampf zwei Durchgangsöffnungen findet. Die Vortheile der leichten Verstellbarkeit des Hubes und der Expansion, so wie der Umstand, daß Ein- und Ausströmung an jedem Cylinderende beliebig regulirt werden können, und daß man wegen der nur geringen Bewegungskraft den Dampföffnungen sehr große Querschnitte geben kann, sind ebenfalls sehr empfehlend für die Ventilsteuerung.

Was im Besonderen die Art der Aufstellung der Ventile bei der Jacobi'schen Maschine betrifft, so empfiehlt sie sich durch leichte Zugänglichkeit und Uebersichtlichkeit aller Theile, durch die sparsame Benutzung des Platzes, so wie namentlich dadurch, daß dabei die Größe des schädlichen Raumes auf das absolute Minimum reducirt ist. Der Bewegungsmechanismus dürfte sich wohl noch einfacher darstellen lassen und wird auch dem Vernehmen nach in neuester Zeit bereits einfacher construirt. Uebrigens bewähren sich diese Maschinen überall zur besonderen Zufriedenheit der Besitzer, was für die Güte der Construction und Ausführung das beste Zeugniß ablegt.

Continuirliche Brückenträger.

(Hierzu Tafel 20.)

Wenn, wie es oft geschieht, bei Berechnung continuirlicher, d. i. über mehrere Stützpunkte fortlaufender Brückenträger, von der Voraussetzung ausgegangen wird, daß die größte zufällige Belastung über die ganze Länge des Trägers verbreitet sei, so wird dadurch nicht das wahre Sachverhältniß getroffen, weil die Belastung der Brücke eine veränderliche ist, welche bald nur auf einzelne Theile des Trägers, bald auf seine ganze Länge wirkt. Es kann aber die Belastung einzelner Tragfelder, wie Laissle und Schübler gezeigt haben, unter Umständen die Festigkeit des Trägers stärker in Anspruch nehmen, als die mit derselben Intensität pro Längeneinheit über den ganzen Träger verbreitete Last. Um daher nachtheiligen Täuschungen zu entgehen, muß die gleichmäßig vertheilte Last der Ausdehnung nach veränderlich angenommen und müssen neben dem Falle der Belastung des ganzen Trägers auch die Fälle in Betrachtung gezogen werden, wo die Last nur einzelne Theile des Trägers bedeckt.

Für den einfachsten continuirlichen Träger, den über 3 Stützpunkte fortlaufenden, erhält man, wenn nach dem Beispiele Schefflers zugleich auf eine Abweichung a des mittleren Stützpunktes von der Horizontalen durch die Endpunkte Rücksicht genommen wird, und

W das Trägheitsmoment des Trägerquerschnittes in Bezug auf die neutrale Axe durch den Schwerpunkt;

E den Elasticitätsmodul;

μ die Belastung pro Längeneinheit durch eine über die ganze Länge L des Trägers verbreitete Last, und

q die Belastung pro Längeneinheit durch eine andere über einen beliebigen Theil des Trägers reichende Last

bezeichnet, die größten Angriffsmomente einmal, wenn die Last q über die ganze Trägerlänge, das anderemal, wenn dieselbe nur über ein Tragfeld reicht.

Die Pfeilerdrücke auf die aufeinander folgenden Stützpunkte ergeben sich

1. Bei Belastung des ganzen Trägers:

$$p = {}^{3}/_{16}\,\mu L + {}^{3}/_{16}\,q L + \frac{24\,W E a}{L^3},$$

$$p_1 = {}^{5}/_{8}\,\mu L + {}^{5}/_{8}\,q L - \frac{48\,W E a}{L^3},$$

$$p_2 = {}^{3}/_{16}\,\mu L + {}^{3}/_{16}\,q L + \frac{24\,W E a}{L^3}.$$

2. Bei Belastung des ersten Tragfeldes mit der zufälligen Last:

$$p = {}^{3}/_{16}\,\mu L + {}^{7}/_{32}\,q L + \frac{24\,W E a}{L^3},$$

$$p_1 = {}^{5}/_{8}\,\mu L + {}^{5}/_{16}\,q L - \frac{48\,W E a}{L^3},$$

$$p_2 = {}^{3}/_{16}\,\mu L - {}^{1}/_{32}\,q L + \frac{24\,W E a}{L^3}.$$

Daraus finden sich die größten Kraftmomente

1. Bei Belastung der ganzen Trägerlänge:

$$M = -\frac{1}{2(\mu + q)}\left({}^{3}/_{16}\,\mu L + {}^{3}/_{16}\,q L + \frac{24\,W E a}{L^3}\right)^2$$

im ersten Tragfelde,

$$M_1 = {}^{1}/_{32}\,\mu L^2 + {}^{1}/_{32}\,q L^2 - \frac{12\,W E a}{L^2}$$

über dem zweiten Stützpunkte;

2. Bei Belastung des ersten Tragfeldes:

$$M_2 = -\frac{1}{2(\mu + q)}\left({}^{3}/_{16}\,\mu L + {}^{7}/_{32}\,q L + \frac{24\,W E a}{L^3}\right)^2$$

im ersten Tragfelde,

$$M_3 = {}^{1}/_{32}\,\mu L^2 + {}^{1}/_{64}\,q L^2 - \frac{12\,W E a}{L^2}$$

über dem zweiten Stützpunkte.

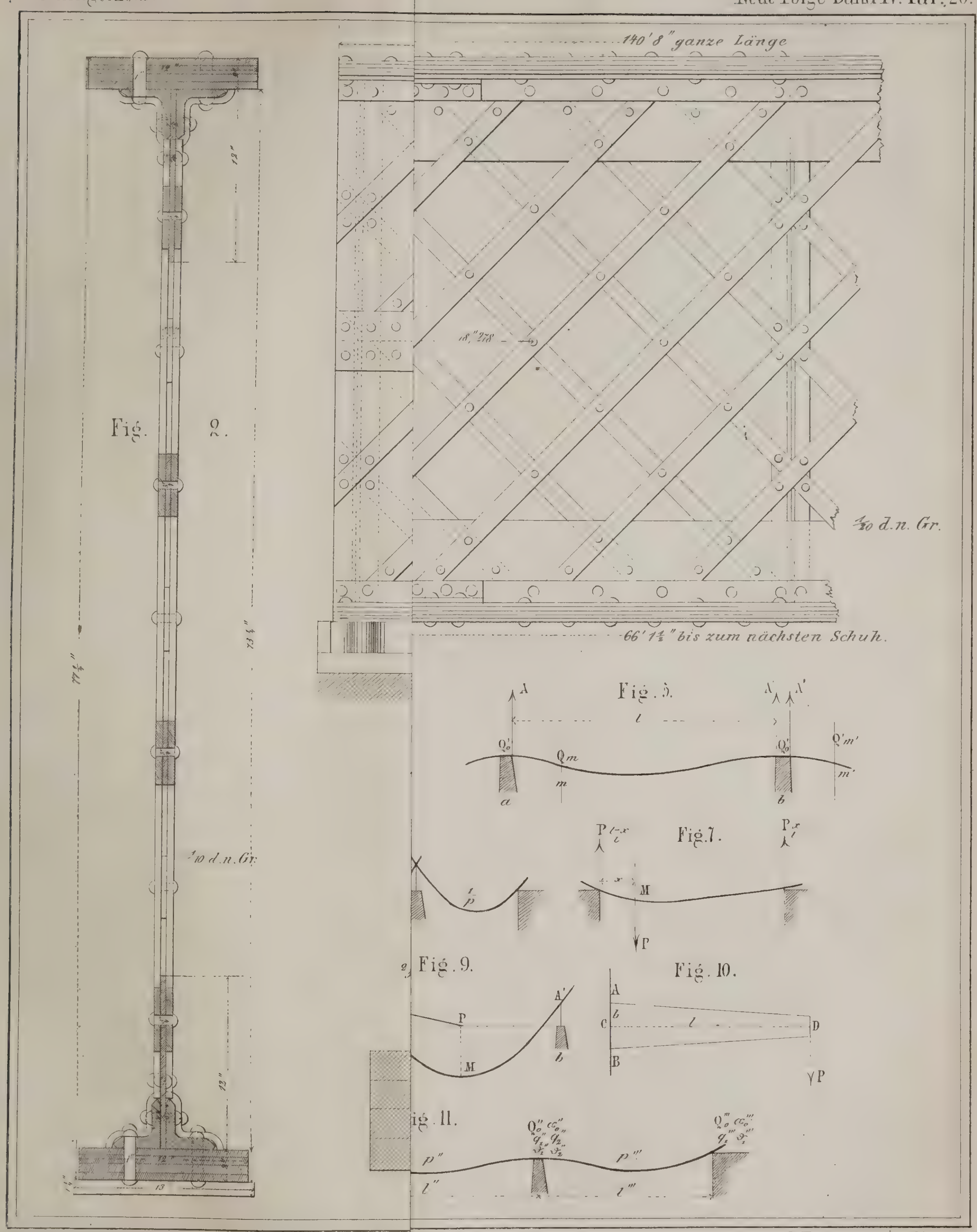
Liegen sämmtliche Stützpunkte in einer Horizontalebene, ist also $a = 0$, so gehen diese Kraftmomente in

$$M = -0{,}01758\,(\mu + q)\,L^2,$$
$$M_1 = 0{,}03125\,(\mu + q)\,L^2,$$
$$M_2 = -0{,}000496\,\frac{(6\mu + 7q)^2}{\mu + q}\,L^2,$$
$$M_3 = 0{,}01563\,(2\mu + q)\,L^2$$

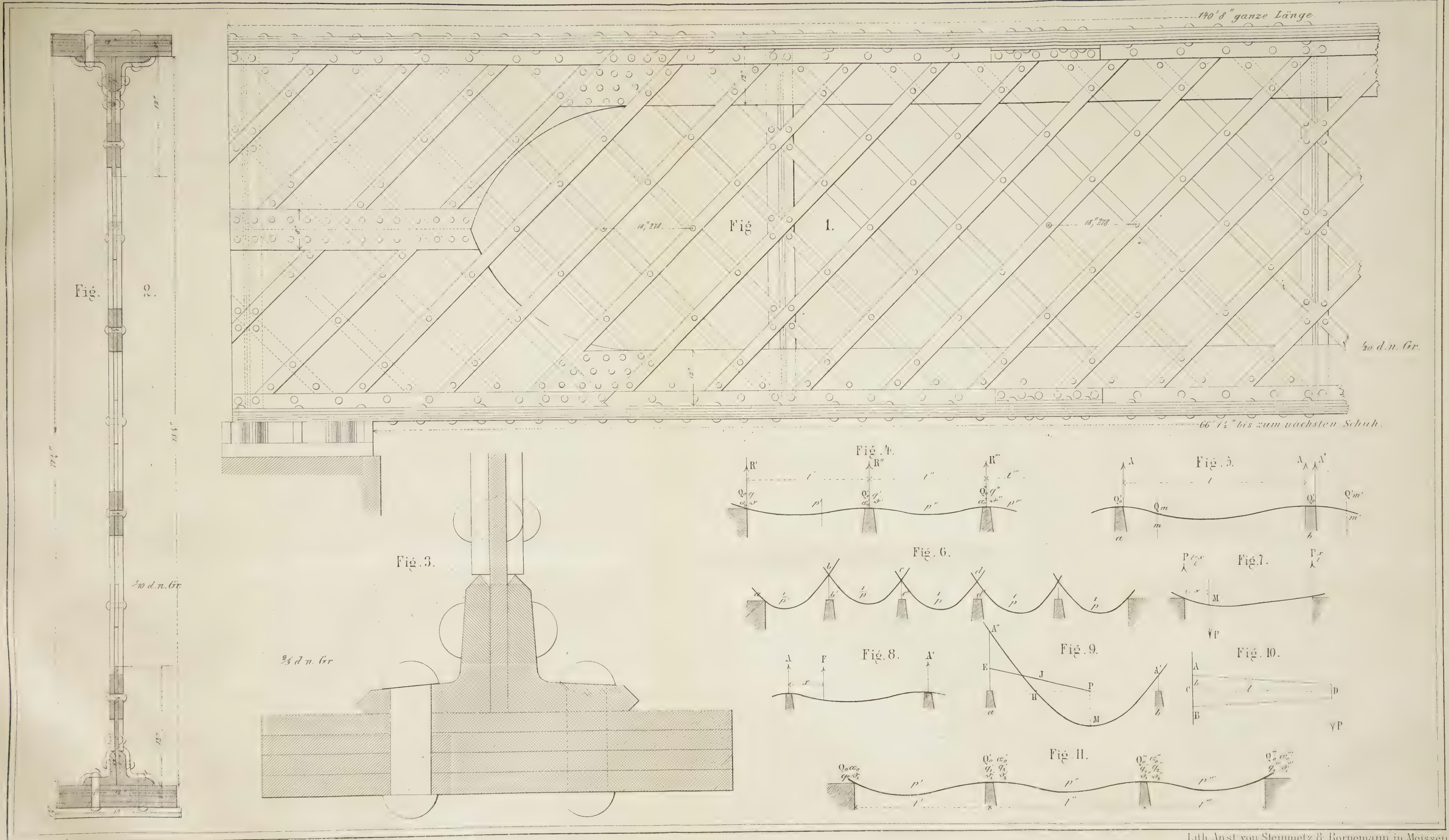
über.

In welchem Verhältnisse die zufällige Belastung q zu dem Eigengewicht des Trägers μ, beide für die Längeneinheit gegeben, auch stehen mag, so hat unter diesen Angriffsmomenten immer M_1 den größten numerischen Werth ${}^{1}/_{32}(\mu + q)\,L^2$. Es wird daher in diesem Falle der Träger am stärksten in Anspruch genommen, wenn die zufällige Belastung die ganze Brückenlänge überdeckt und der Träger muß solche Stärkenverhältnisse bekommen, daß er diesem Momente gewachsen ist.

Vergleicht man diesen continuirlichen Träger mit einem einfachen über die Oeffnung $\frac{L}{2}$ gelegten und mit $\mu + q$ pro Längeneinheit belasteten Träger, so findet man für letzteren das größte Angriffsmoment ebenfalls ${}^{1}/_{32}(\mu + q)\,L^2$, und es geht daraus hervor, daß bei gleicher Höhe sämmtlicher Stützpunkte durch Anwendung eines continuirlichen Trägers nichts gewonnen wird und beide Oeffnungen eben so gut mit zwei einfachen Trägern überlegt werden können.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.
Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen

Anders verhält es sich, wenn dem mittleren Stützpunkte eine Abweichung a von der Horizontalen durch die Endpunkte gegeben wird, weil sich dann diese Abweichung so auswählen läßt, daß das größte Angriffsmoment auf einen geringeren Werth gebracht wird.

Die brauchbarsten Verhältnisse gewährt die Bedingungsgleichung $M_1 = M_2$, welche fordert, daß das größte Kraftmoment über dem mittleren Stützpunkte bei voller Belastung dem größten Kraftmoment zwischen zwei Stützpunkten bei einseitiger Belastung gleich sei.

Ist z. B. das Verhältniß der eigenen Last des Trägers zur zufälligen Belastung $\frac{\mu}{q} = {}^1/_5$ festgestellt worden, so findet man

$$M = -\frac{5}{129}\left({}^9/_{40}\, q L + \frac{24\, W E a}{L^3}\right)^2,$$
$$M_1 = \frac{3}{80}\, q L^2 - \frac{12\, W E a}{L^2},$$
$$M_2 = -\frac{5}{129}\left({}^{41}/_{160}\, q L + \frac{24\, W E a}{L^3}\right)^2,$$
$$M_3 = \frac{7}{320}\, q L^2 - \frac{12\, W E a}{L^2},$$

und aus der Gleichsetzung der numerischen Werthe von M_1 und M_2

$$\frac{24\, W E a}{L^3} = 0{,}0141\, q L; \quad a = \frac{0{,}000588\, q L^4}{W E};$$
$$M = -0{,}02381\, q L^2,$$
$$M_1 = 0{,}03046\, q L^2,$$
$$M_2 = -0{,}03046\, q L^2,$$
$$M_3 = 0{,}01484\, q L^2.$$

Da nun bei gleicher Höhenlage der drei Stützpunkte für das gegebene Verhältniß von $\mu : q = {}^1/_5$ das größte Kraftmoment $0{,}0375\, q L^2$ ist, so ergiebt sich, daß durch Versenkung des mittleren Stützpunktes um die Größe a dieses Moment auf $0{,}03045\, q L^2$, d. i. auf das 0,812 fache, reducirt werden kann.

Je größer das Verhältniß $\frac{\mu}{q}$ ist, desto größerer Vortheil kann aus der Versenkung des mittleren Stützpunktes gezogen werden.

Diese Versenkung, verbunden mit der Continuität des Trägers, gewährt für $\mu = 0$ den kleinsten, für $q = 0$ den größten Vortheil, indem dadurch das größte Angriffsmoment bei $\mu = 0$ um 19,3 Procent, bei $q = 0$ oder $\mu = \infty$ um 45,7 Procent vermindert wird. Da nun $\mu = 0$ und $\mu = \infty$ mit sehr kleinen und mit sehr großen Spannweiten correspondiren, so folgt auch, daß durch die Versenkung des mittleren Stützpunktes am meisten bei großen Spannweiten gewonnen werden kann.

Hätte man den Fall der einseitigen Belastung ganz außer Acht gelassen, blos die Angriffsmomente M und M_1 aufgesucht und die Größe der Versenkung des mittleren Stützpunktes aus $M = M_1$ entwickelt, so hätte man für das angenommene Verhältniß $\frac{\mu}{q} = {}^1/_5$

$$\frac{24\, W E a}{L^3} = 0{,}02354\, q L,$$
$$M = -0{,}02574\, q L^2,$$
$$M_1 = 0{,}02574\, q L^2$$

erhalten, und indem man hiernach die Stärkenverhältnisse des Trägers berechnete, sich einer sehr bedenklichen Täuschung hingegeben. Denn sucht man auch für die einseitige Belastung die Kraftmomente, so findet man, daß

$$M_2 = -0{,}03260\, q L^2,$$
$$M_3 = 0{,}01010\, q L^2$$

ist, daß also der Träger mit dem Momente $0{,}0326\, q L^2$ in Anspruch genommen wird, während er nur für $0{,}02574\, q L^2$ berechnet war, sodaß er nur 0,79 von dem Tragvermögen besitzt, welches er haben sollte.

Die Kraft, welche die Entfernung der oberen und unteren Zugbänder zu verändern strebt, ist am größten über dem mittleren Stützpunkte und bei der über den ganzen Träger laufenden Belastung, und zwar

$$R = -p + (\mu + q)\frac{L}{2} = \frac{5}{16}(\mu + q) L - \frac{24\, W E a}{L^3}.$$

Für einen einfachen Träger von der Länge $\frac{L}{2}$ beträgt dieselbe $R = (\mu + q)\frac{L}{4}$ an jedem Auflager.

Liegen daher die Stützpunkte des continuirlichen Trägers in einer Horizontalebene, so müssen die Constructionstheile, welche die oberen und unteren Gurteisen verbinden, stärker sein, als bei dem einfachen Träger.

Es wird daher mit Rücksicht hierauf sogar vortheilhafter sein, anstatt des continuirlichen Trägers über zwei Oeffnungen zwei einfache Träger anzuwenden.

Die nachstehende Tabelle enthält die Pfeilerdrücke und größten Angriffsmomente, so wie die auf die Verbindung der Zugbänder wirkenden größten Kräfte für verschiedene Verhältnisse von $\mu : q$ und nimmt dabei Rücksicht sowohl auf gleiche Höhe der Stützpunkte, als auch auf Versenkung des mittleren Stützpunktes. Die Spalte 2 giebt die Größe dieser Versenkung an und die Spalten 5 und 7 geben die Längen derjenigen einfachen Träger von symmetrischem Querschnitte in Bezug auf die neutrale Axe an, welche mit dem continuirlichen gleiches Tragvermögen haben. Es ist dadurch die Berechnung der Constructionstheile der continuirlichen Träger über zwei Oeffnungen auf die Berechnung der Constructionstheile eines einfachen, an beiden Enden frei aufliegenden Trägers zurückgeführt.

1	2	3					4				5	6	7
Verhältniß von $\mu : q$	Abweichung a des mittleren Stützpunktes von der Horizontalen durch die Endpunkte	Druck auf die aufeinander folgenden Stützpunkte					Größte Kraftmomente				Länge des einfachen Trägers v. gleichem Tragvermögen mit dem continuirlichen	Resultante der verticalen Kräfte über dem mittleren Stützpunkte.	Länge des einfachen Trägers, bei welchem über den Auflagern dieselbe Kraft thätig ist
		bei Belastung des ganzen Trägers mit $(\mu + q) L$		bei Belastung des ganzen Trägers mit μL und des ersten Tragfeldes mit $q \frac{L}{2}$.			bei Belastung des ganzen Trägers mit $(\mu + q) L$		bei Belastung des ganzen Trägers mit μL und des ersten Tragfeldes mit $q \frac{L}{2}$.				
	Coeffic. von $\frac{q L^4}{W E}$	Coefficienten von $q L$		Coefficienten von $q L$			Coefficienten von $q L^2$		Coefficienten von $q L^2$.			Coeffic. v. $q L$	
		$p = p_2$	p_1	p	p_1	p_2	M	M_1	M_2	M_3		R	
$\mu = 0$	0	0,1875	0,6250	0,2188	0,3125	—0,0313	—0,01758	0,03125	—0,02392	0,01563	$\frac{L}{2}$	0,3125	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,000422	0,1976	0,6048	0,2289	0,2923	—0,0211	—0,01952	0,02619	—0,02619	0,01057	0,9154 $\frac{L}{2}$	0,3024	1,2096 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{1}{5} q$	0	0,2250	0,7500	0,2563	0,4375	0,0063	—0,02110	0,03750	—0,02739	0,02188	$\frac{L}{2}$	0,3750	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,000588	0,2391	0,7218	0,2704	0,4093	0,0204	—0,02381	0,03046	—0,03046	0,01484	0,9013 $\frac{L}{2}$	0,3609	1,2030 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{2}{5} q$	0	0,2625	0,8750	0,2938	0,5625	0,0438	—0,02461	0,04375	—0,03086	0,02813	$\frac{L}{2}$	0,4375	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,000752	0,2806	0,8511	0,3118	0,5386	0,0618	—0,02810	0,03474	—0,03474	0,01911	0,8911 $\frac{L}{2}$	0,4195	1,1986 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{3}{5} q$	0	0,3000	1,0000	0,3313	0,6875	0,0813	—0,02813	0,05000	—0,03432	0,03438	$\frac{L}{2}$	0,5000	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,000917	0,3220	0,9560	0,3533	0,6435	0,1033	—0,03240	0,03901	—0,3901	0,02338	0,8833 $\frac{L}{2}$	0,4780	1,1950 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{4}{5} q$	0	0,3375	1,1250	0,3688	0,8125	0,1188	—0,03164	0,05625	—0,03779	0,04063	$\frac{L}{2}$	0,5625	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,001081	0,3635	1,0731	0,3947	0,7606	0,1447	—0,03669	0,04329	—0,04329	0,02765	0,8792 $\frac{L}{2}$	0,5366	1,1925 $\frac{L}{2}$
$\mu = q$	0	0,3750	1,2500	0,4063	0,9375	0,1563	—0,03516	0,06250	—0,04126	0,04688	$\frac{L}{2}$	0,6250	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,001246	0,4049	1,1902	0,4361	0,8777	0,1861	—0,04098	0,04756	—0,04756	0,03193	0,8723 $\frac{L}{2}$	0,5943	1,1886 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{6}{5} q$	0	0,4125	1,3750	0,4438	1,0625	0,1938	—0,03867	0,06875	—0,04477	0,05313	$\frac{L}{2}$	0,6875	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,001409	0,4436	1,3703	0,4776	0,9948	0,2276	—0,04527	0,05184	—0,05184	0,03621	0,8684 $\frac{L}{2}$	0,6535	1,1881 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{7}{5} q$	0	0,4500	1,5000	0,4813	1,1875	0,2313	—0,04219	0,07500	—0,04827	0,05938	$\frac{L}{2}$	0,7500	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,001573	0,4878	1,4245	0,5190	1,1120	0,2691	—0,04956	0,05613	—0,05613	0,04050	0,8651 $\frac{L}{2}$	0,7122	1,1870 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{8}{5} q$	0	0,4875	1,6250	0,5188	1,3125	0,2688	—0,04570	0,08125	—0,05176	0,06563	$\frac{L}{2}$	0,8125	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,001736	0,5287	1,5426	0,5599	1,2301	0,3100	—0,05385	0,06041	—0,06041	0,04478	0,8623 $\frac{L}{2}$	0,7708	1,1858 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{9}{5} q$	0	0,5250	1,7500	0,5563	1,4375	0,3065	—0,04922	0,08750	—0,05526	0,07188	$\frac{L}{2}$	0,8750	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,001895	0,5704	1,6592	0,6107	1,3467	0,3516	—0,05819	0,06470	—0,06470	0,04907	0,8599 $\frac{L}{2}$	0,8295	1,1850 $\frac{L}{2}$
$\mu = 2 q$	0	0,5625	1,8750	0,5938	1,5625	0,3438	—0,05273	0,09375	—0,05875	0,07813	$\frac{L}{2}$	0,9375	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,002065	0,6121	1,7759	0,6433	1,4634	0,3933	—0,06243	0,06898	—0,06898	0,05335	0,8578 $\frac{L}{2}$	0,8878	1,1838 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{11}{5} q$	0	0,6000	2,0000	0,6313	1,6875	0,3813	—0,05625	0,10000	—0,06226	0,08438	$\frac{L}{2}$	1,0000	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,002228	0,6535	1,8930	0,6847	1,5805	0,4347	—0,06672	0,07326	—0,07326	0,05763	0,8558 $\frac{L}{2}$	0,9465	1,1831 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{12}{5} q$	0	0,6375	1,1250	0,6688	1,8125	0,4188	—0,05976	0,10625	—0,06577	0,09063	$\frac{L}{2}$	1,0625	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,002392	0,6949	2,0102	0,7262	1,6977	0,4762	—0,07101	0,07754	—0,07754	0,06192	0,8543 $\frac{L}{2}$	1,0051	1,1824 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{13}{5} q$	0	0,6750	2,2500	0,7063	1,9375	0,4563	—0,06328	0,11250	—0,06927	0,09688	$\frac{L}{2}$	1,1250	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,002556	0,7363	2,1273	0,7676	1,8148	0,5176	—0,07531	0,08183	—0,08183	0,06620	0,8529 $\frac{L}{2}$	1,0636	1,1818 $\frac{L}{2}$
$\mu = \frac{14}{5} q$	0	0,7125	2,3750	0,7438	2,0625	0,4938	—0,06679	0,11875	—0,07278	0,10313	$\frac{L}{2}$	1,1875	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,002719	0,7778	2,2445	0,8090	1,9320	0,5590	—0,07960	0,08611	—0,08611	0,07049	0,8516 $\frac{L}{2}$	1,1222	1,1812 $\frac{L}{2}$
$\mu = 3 q$	0	0,7500	2,5000	0,7813	2,1875	0,5313	—0,07031	0,12500	—0,07629	0,10938	$\frac{L}{2}$	1,2500	1,2500 $\frac{L}{2}$
	0,002884	0,8192	2,3616	0,8505	1,0491	0,6005	—0,08389	0,09039	—0,09039	0,07477	0,8504 $\frac{L}{2}$	1,1808	1,1808 $\frac{L}{2}$

Die negativen Werthe für p_2 in der Spalte 3 zeigen an, daß für das Verhältniß $\frac{\mu}{q} = 0$ eine Verankerung der Brückenenden auf den äußeren Pfeilern nothwendig ist, wenn nicht bei einseitiger Belastung das freie Ende aufklappen soll. Es bleibt daher noch zu untersuchen, wenn die Nothwendigkeit einer solchen Verankerung eintritt.

Der Druck auf den ersten oder letzten Pfeiler beträgt bei einseitiger Belastung des zweiten oder ersten Tragfeldes

$$p_2 = {}^3\!/_{16}\, \mu L - {}^1\!/_{32}\, q L + \frac{24\, W E a}{L^3}.$$

Liegen die Stützpunkte in einer Horizontalebene, so tritt die Nothwendigkeit einer Verankerung auf den Endpfeilern ein, sobald μ kleiner wird, als $\frac{q}{6}$ und der Widerstand, welchen die Verankerung zu leisten hat, ist

$$(6\,\mu - q)\frac{L}{32}.$$

Bei richtiger Versenkung des mittleren Stützpunktes wird eine Verankerung erst nöthig, wenn μ kleiner ist, als 0,10188 q und der Werth von p_2 mißt den Widerstand, den sie zu leisten hat.

Der Träger muß aber in diesem Falle, auch von der zufälligen Last befreit, auf dem mittleren Stützpunkte aufliegen, wenn nicht beim Ueberfahren mit der Last nachtheilige Stöße entstehen sollen. Die eigene Last μ verursacht auf dem Mittelpfeiler den Druck $p_1 = \frac{5}{8}\mu L - \frac{48\, W E a}{L^3}$ und es folgt daraus, daß erst, wenn $\mu < 0{,}0346\, q$ wird, eine Verankerung auf dem Mittelpfeiler nothwendig wird.

Eine vor Kurzem erbaute und aus zwei Gittertragwänden für ein Fahrgeleis hergestellte Eisenbahnbrücke, deren Querschnitt aus Figur 2, Tafel 20, zu ersehen ist, und welche so construirt ist, daß die Gitterstäbe nicht unmittelbar zwischen die Winkeleisen gefaßt, sondern an eine zwischen den Winkeleisen angebrachte Blecheinlage genietet sind, überdeckt mit continuirlichem Träger 2 Oeffnungen von je 66,125 engl. Fuß Weite und hat eine Trägerhöhe von 77¼ Zoll einschließlich der beiden äußersten je ½ Zoll starken Gurteisen, welche nur als Laschen anzusehen sind. Das eigene Gewicht des Trägers nebst Schwellen, Schienen u. s. w. berechnet sich zu $\mu = 72$ Pfund pro Längenzoll.

Denkt man sich als Maximalbelastung einen Zug von Tenderlocomotiven von je 700 Centner Gewicht und 26 Fuß Länge zwischen den Puffern, so beträgt die zufällige Belastung pro Längenzoll q = 224,4 Pfund. Aus dem Querschnitte wurde gefunden,

das Trägheitsmoment der Gurte, abzüglich der als Laschen dienenden	54478
das Trägheitsmoment der Winkeleisen	20172
" " " Blecheinlage	8549
	83199
davon gehen ab, wegen der Nietlöcher	9249
und bleiben	73950

für eine Tragwand, und W = 147900 für beide Tragwände.

Die Stützpunkte des Trägers liegen in einer Horizontalebene.

Für das Verhältniß

$$\frac{\mu}{q} = \frac{72}{224{,}4} = 0{,}32$$

kann man aus der Tafel durch Interpoliren

1. bei voller Belastung des Trägers

$$\begin{aligned} p = p_2 &= 0{,}2475\, qL, \\ p_1 &= 0{,}8250\, qL, \\ M &= -0{,}02321\, qL^2, \\ M_1 &= 0{,}04125\, qL^2; \end{aligned}$$

2. bei einseitiger Belastung

$$\begin{aligned} p &= 0{,}2788\, qL, \\ p_1 &= 0{,}5125\, qL, \\ p_2 &= 0{,}0288\, qL, \\ M_2 &= -0{,}02947\, qL, \\ M_3 &= 0{,}02563\, qL \end{aligned}$$

finden.

Aus dem größten Angriffsmomente von $0{,}04125\, qL^2$ findet man, wenn h die Trägerhöhe bezeichnet, die größte Spannung und Pressung

$$S = \frac{h M_1}{2\,W} = \frac{77{,}25 \,.\, 0{,}04125 \,.\, 224{,}4 \,.\, 1587^2}{2 \,.\, 147900}$$
$$= 6088{,}4 \text{ Pfund pro Quadratzoll.}$$

Wenn man nun die zuläßige Spannung pro Quadratzoll bei fünffacher Sicherheit 9000 Pfund annehmen kann, so ist bei dieser Brücke eine 7,39fache Sicherheit erreicht.

Die Kraft R findet sich durch Interpolation aus der Tafel zu

$R = 0{,}4125\, qL = 0{,}4125 \,.\, 224{,}4 \,.\, 1587 = 147036$ Pfund.

Die in die Richtung der Gitterstäbe fallende Componente dieser Kraft ist $R\sqrt{2} = 207940$ Pfund, und es wird, da durch einen Verticalschnitt in beiden Tragwänden zusammen 16 Stäbe getroffen werden, jeder Gitterstab über dem mittleren Stützpunkte mit $\frac{207940}{16} = 12996$ Pfund in Anspruch genommen.

Der Querschnitt eines Gitterstabes beträgt nach Abzug des Nietloches ⁹⁄₈ Quadratzoll, und es kommt daher auf jeden Quadratzoll ein Zug oder Druck von 11552 Pfund.

Bei einer Versenkung des mittleren Pfeilers um $a = 0{,}000687\, \frac{q L^4}{W E} = 0{,}24488$ Zoll, welche sich für den

Elasticitätsmodul $E = 27000000$ ergiebt; hätte man, wie sich ebenfalls durch Interpoliren aus der Tafel ableiten läßt,

1. bei voller Belastung

$$p = p_2 = 0{,}2640\,qL,$$
$$p_1 = 0{,}7994\,qL,$$
$$M = -0{,}02638\,qL^2,$$
$$M_1 = 0{,}03303\,qL^2;$$

2. bei einseitiger Belastung

$$p = 0{,}2952\,qL,$$
$$p_1 = 0{,}4845\,qL,$$
$$p_2 = 0{,}0452\,qL,$$
$$M_2 = -0{,}03303\,qL^2,$$
$$M_3 = 0{,}01740\,qL^2,$$

also das größte Angriffsmoment $0{,}03303\,qL^2$ erhalten.

Soll nun die größte Spannung und Pressung pro Quadratzoll ebenfalls nicht mehr als 6088,4 Pfund betragen, so wird

$$6088{,}4 = \frac{77{,}25\,.\,0{,}03303\,qL^2}{2\,W} \text{ oder}$$

$$W = \frac{77{,}25\,.\,0{,}03303\,.\,224{,}4\,.\,1587^2}{2\,.\,6088{,}4} = 118427$$

sein müssen.

Es genügt also, um dieselbe Sicherheit zu erlangen, ein Querschnitt des Trägers, welcher das Trägheitsmoment von nur 118427 gewährt, anstatt des Trägers mit dem Trägheitsmomente 147900 des Querschnittes.

Denkt man sich das dadurch zu ersparende Material an der Breite der Gurteisen abgebrochen und bezeichnet die Verminderung der Breite mit b, so findet man, da die Stärke der tragenden Gurte überall $^3/_2$ Zoll ist,

$37^2{,}375\,.\,4\,.\,^3/_2\,.\,b = 147900 - 118427$ und $b = 3{,}5166$ Zoll,

sodaß mit Berücksichtigung der als Laschen dienenden Gurteisen $4\,.\,2\,.\,3{,}5166 = 28{,}133$ Quadratzoll am Querschnitte, oder, da der Gesammtquerschnitt beider Tragwände 159,460 Quadratzoll beträgt, 17,64 Procent am Querschnitt, also auch beiläufig so viel an Material und Kosten zu ersparen gewesen wären.

Die Kraft R wird durch die Versenkung des mittleren Stützpunktes auf

$$R = \left(0{,}4125 - \frac{24\,W\,E\,a}{L^3}\right) qL$$
$$= (0{,}4125 - 0{,}016488)\,224{,}4\,.\,1587$$
$$= 141030 \text{ Pfund reducirt.}$$

Da μ größer als $0{,}0346\,q$ ist, so liegt auch der Träger nach Beseitigung der zufälligen Last auf dem Mittelpfeiler auf und um so mehr ist der Druck auf die äußeren Pfeiler bei jeder Belastungsweise positiv.

Es würde daher die Versenkung des mittleren Stützpunktes nirgends eine Verankerung erforderlich gemacht haben.

Von besonderem Interesse dürfte es sein, an dem vorliegenden Beispiele zu zeigen, welchen Einfluß die Abweichung eines Stützpunktes von der Horizontalen durch die übrigen Stützpunkte im entgegengesetzten Sinne ausüben würde.

Nimmt man nur eine Ueberhöhung des mittleren Stützpunktes um ½ Zoll an, sodaß $a = -\,^1/_2$, also

$$\frac{24\,W\,E\,a}{L^3} = -\frac{24\,.\,147900\,.\,27000000\,.\,^1/_2}{1587^3} = -11989$$

wird, so erhält man

$$M = -9797000,$$
$$M_1 = 32841515,$$
$$M_2 = -12867444,$$
$$M_3 = 24797836.$$

Es ist also das größte Kraftmoment 32841515, während es nur $0{,}04125\,qL^2 = 23314132$ bei gleicher Höhe der Stützpunkte und nur $0{,}03303\,qL^2 = 18667464$ bei richtiger Versenkung des mittleren Stützpunktes betrug.

Dazu kommt noch, daß, weil bei einseitiger Belastung

$$p_2 = {}^3/_{16}\,\mu L - {}^1/_{32}\,qL - \frac{24\,W\,E\,a}{L^3}$$
$$= \frac{1587}{16}\left(3\,.\,72 - \frac{224{,}4}{2}\right) - 11989 = -1683 \text{ Pfd.},$$

also negativ ausfallen würde, die Brückenenden ohne Verankerung gegen die Pfeiler beim jedesmaligen Ueberfahren mit einer zufälligen Last von mehr als 190,26 Pfund pro Längenzoll auf- und niederklappen würden. H.

Fig. 3. Hintere Ansicht.

Fig. 4. Vorder_ Ansicht.

Fig. 6.

Fig. 5.

¼ d. n. Gr.

Fig. 1. Seitenansicht.

Fig. 2. Grundriss

Zoll 12 9 6 3 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 Fuss engl.
$\frac{1}{20}$ nat. Grösse.

Verlag v. J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg

Lith. Anst. v. Steinmetz u. Bornemann in Meissen.

Zwickau
der große Teich
Bahnhof Zwickau
Glas-Fabrik
Werdauer Eisenbahn
nach dem Bürgergewerk Schacht
Rosenthal
Mulde Fluss
Haura
Schloss-Stein
Bahnhof Stein
Quark Hübel
Mulde Fluss
Leuther berg
der ...ennenberg
Chaussee
Ober-Sachsenfeld
Bahnhof
Todten Stein
Otten Stein
Schwarzenberg.
A
B
D
E
F

Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiber
Lith. Anst von Steinmetz & Bornemann in Meissen



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg
Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen

Die Königl. Sächs. Obererzgebirgische Staatseisenbahn (Zwickau-Schwarzenberg) und deren Locomotiven.

Von

F. Nowotny,

Maschinenmeister bei der K. Sächsisch-Bayerischen Staatseisenbahn in Leipzig.

(Hierzu Doppeltafel 21—22 und 23—24.)

Schon kurz nach der Eröffnung der Sächsisch-Bayerischen Staatseisenbahn (Leipzig-Hof) wurden Stimmen laut, welche den Wunsch nach einer Eisenbahn über Zwickau nach Schwarzenberg ausdrückten. Einige Ingenieure der Sächsisch-Bayerischen Bahn untersuchten, um den Wunsch des oberen Erzgebirges der Ausführung näher zu bringen, das Terrain, und machten, da sich hierbei eine Unmöglichkeit der Ausführung der Eisenbahn nicht herausstellte, für ihre eigene Rechnung die Vorarbeiten und projectirten Richtung und Steigung der Bahn versuchsweise, um hieran die Bearbeitung eines Kostenanschlages zu knüpfen. Das Resultat war bis auf die Richtungsverhältnisse, auf welche später zurückzukommen sein wird, ein nicht ganz ungünstiges. Die Idee, mit diesen Vorarbeiten eine Actiengesellschaft ins Leben zu rufen, wollte sich jedoch nicht verwirklichen, weil das dazu nöthige Interesse noch nicht in der Weise geweckt war, daß es ein allgemeines genannt werden konnte, und später die Jahre 1847 bis 1850 alle industriellen Unternehmungen auf einige Zeit verdrängten. Mit dem Beginne der verbesserten Zustände wurde das Verlangen nach einer obererzgebirgischen Eisenbahn wieder geweckt, sodaß sich die Königl. Staatsregierung entschloß, den Vorschlag zum Bau dieser Bahnlinie den Landständen vorzulegen. Von einigen Mitgliedern warm bevorwortet, wurde der Bau dieser Linie beschlossen, zur Ausführung gebracht und ist zur Zeit soeben vollendet.

Die Bahn nimmt, wie die beigefügte Karte,*) Tafel 21—22 zeigt, ihren Anfang auf dem der Sächsisch-Bayerischen Staatseisenbahn zugehörigen Bahnhofe Zwickau, den sie auf einer 2973 Fuß langen Strecke in einer Curve von 557 Fuß Radius verläßt, um auf der Kohlenstaatsbahn das Muldenthal bei Schedewitz und Bockwa zu erreichen.

Nachdem die Bahn in Verbindung mit der Kohlenbahn an einer Anzahl von Kohlenschächten, welche entweder mit der Kohlenbahn durch Zechenbahnen schon in Verbindung stehen oder noch treten werden, vorübergegangen ist, trennt sie sich beim Uebergange der Kohlenbahn über die Mulde von ersterer und berührt sogleich darauf noch einige Kohlenwerke, unter welchen das v. Arnim'sche in Niederplanitz sich durch eine Seilebene von 1170 Fuß im Gefälle von 1:5,87 Fuß auszeichnet, durch welche es mit der unten liegenden Hauptbahn verbunden wird. Diesem Werke folgt das v. Arnim'sche Eisenwerk „Königin Marienhütte", welches durch den Neubau zweier Hohöfen neuester Art sehr gewonnen hat, und dessen Rohmaterial sowohl, wie dessen Fabrikate an Eisenbahnschienen, Stangeneisen und Gußwaaren als sehr vorzüglich bezeichnet werden müssen.

Von hier bis Aue verläßt die Bahn das enge gebirgige Muldenthal und von Aue bis Schwarzenberg das wilde Schwarzwasserthal nicht mehr.

Dicht hinter der Königin Marienhütte liegt hart an dem Bahngehänge ein neues bedeutendes, für das Gebirge viel versprechendes Etablissement, die neue Societäts-Brauerei und Bäckerei verbunden mit einer Dampfmühle. Es ist dies das erste Unternehmen, welches durch diese Bahn bereits hervorgerufen ist.

Das fiskalische Kammergut Wiesenburg bedingte den ersten Bahnhof, weil hier außer Kirchberg und Wildenfels bedeutende Dörfer ihren Sammelplatz finden und hier ein starker Kalkabsatz zu erwarten steht; namentlich würde der nächste Anhaltepunkt Grünau, woselbst ein Hüttenunternehmen, welches dem ausgegebenen Prospecte zufolge unter dem Namen „Sächsische Berg- und Hüttengesellschaft" das größte derartige Werk in Sachsen werden kann, an Wichtigkeit gewinnen.

Hinter diesem Anhaltepunkte überschreitet die vom Abgangspunkte von der Kohlenbahn an durchgängig nur für ein Geleis angelegte Bahn mit einer aus zwei 65 Fuß weiten Oeffnungen bestehenden eisernen Brücke die Mulde und kommt durch den am rechten Muldenufer gelegenen Gräflich Solms'schen Wildpark nach Stein mit seinem malerisch gelegenen Schloß, durch welches dieser Platz ein beliebter Vergnügungsort für die Umgegend ist. Der für Stein angelegte Bahnhof ist von Hartenstein und den angrenzenden Ortschaften zu benutzen.

---

*) Das Format der Tafeln nöthigt zu einer Zerlegung dieser Karte in mehrere Theile, welche jedoch gehörig orientirt sind.

D. Red.

Für den Naturfreund gewinnt nun das Thal immer mehr an Interesse. Unweit von Stein geht die Bahn unterhalb der Prinzenhöhle, welche am rechten Hange im Felsen, durch die schönsten Waldbäume versteckt, sich befindet, vorüber und erreicht in den engsten Krümmungen, nachdem sie zuvor abermals die Mulde vermittelst einer schief im Winkel von 53 Grad gewölbten und aus zwei je 55 Fuß 9 Zoll weiten und zwei kleineren je 18 Fuß 6 Zoll weiten Bogen bestehenden Brücke überschritten hat, das rechte Ufer und den Bahnhof Schlema. Da dies die Stelle ist, wo die nach Schneeberg projectirte Bahn abgehen soll, so ist dieser Bahnhof bis zur Erledigung dieser Bahnfrage nur interimistisch angelegt.

Das oberhalb Schlema liegende sogenannte tiefe O wird in einer Curve von 550 Fuß Radius, deren Centriwinkel 196° 15′ beträgt, umfahren und wird die Bahnlinie dadurch gezwungen, das dritte Mal vermittelst einer eisernen Brücke, die der unterhalb Stein gelegenen gleich ist, die Mulde zu überschreiten, worauf sie den Bahnhof Aue erreicht. Aue wird nicht nur der Anschlußpunkt für Lößnitz, Stollberg 2c. sein, sondern hier werden auch die in der Nähe liegenden Schieferbrüche, welche von verschiedenen Gesellschaften in Betrieb gesetzt werden, wenn sich deren Erwartungen nur einigermaßen realisiren, für die Bahn bedeutende Transportmengen von Producten liefern. Aue selbst anlangend, so sind bedeutende Fabriken in der Nähe, und steht dieser Stadt bei so günstiger Lage durch die Verbindung mit dem Weltverkehr eine große Zukunft bevor. Hinter den an einem aus Granitfelsen bestehenden Hange gelegenen Zeller Häusern windet sich die Bahn in das Schwarzwasserthal, überschreitet diesen Gebirgsfluß unweit seiner Ausmündung in die Mulde vermittelst einer 55 Fuß 9 Zoll weiten eisernen Brücke und gelangt auf das linke Ufer. Unweit Aue liegt das Blaufarbenwerk Pfannenstiel, dessen Parkanlagen die sogenannte Hakenkrümme bedecken, die von der sehr scharfen Krümmung des Schwarzwassers ihren Namen hat. Die dadurch gebildete felsige Zunge wird von der Bahn mit einem Halbkreis von 550 Fuß Radius durchschnitten, in welchem 2 massive schiefe Brücken mit je 2 größeren 42 Fuß 3 Zoll und 40 Fuß 7 Zoll weiten Bogen zu liegen kommen, die deshalb in ihrer Construction an Interesse gewinnen, weil sie in einer Curve von kleinem Radius liegend, ihrer Richtung nach gebrochen werden mußten.

Nach Ueberschreitung dieser letzten beiden Brücken tritt die Bahn wieder auf das linke Ufer in den sogenannten Burkhardtswald, von wo aus sich für das rechte Ufer eine der schönsten, an steilem Hange sich hinziehende Waldpartie eröffnet.

Am Ende des Burkhardtswaldes liegt der Anhaltepunkt Lauter, an welchem muthmaßlich eine nicht unbedeutende Holzabfuhre zu erwarten steht. Hinter Lauter ist die letzte interessante steinerne schiefe Brücke, welche nur aus einem 66 Fuß 10 Zoll weiten mit $^1/_{6,5}$ Stich versehenen Bogen besteht. Eine noch kurz darauf folgende Schwarzwasserbrücke ist eine rechtwinkelige, welche die Bahn wieder auf das linke Ufer führt, auf welchem sie den jetzigen Endpunkt Schwarzenberg erreicht.

An den Industriellen Sachsens und vorzugsweise dieses Theiles des Erzgebirges wird es nun sein, die ihnen durch den Bau dieser Bahn vielfach gebotene Gelegenheit zu Unternehmungen auszubeuten und so den Erwartungen Rechnung zu tragen, welchen diese Bahn ihre Herstellung verdankt.

In technischer Beziehung sind hier zunächst die Richtungsverhältnisse der Bahn zu erwähnen, welche durch den Lauf der beiden Flüsse verlangt wurden, deren enge und steile Ufer die Bahn nicht verläßt.

Auf einer für den Personenverkehr bestimmten Locomotivbahn sind Curven von 550 Fuß Radius in Deutschland noch gar nicht angewendet worden. Die Richtungsverhältnisse gehören zu den ungünstigsten, allein das Terrain gestattet andere und bessere Richtungsverhältnisse nicht, und es unterscheidet sich eben in den Richtungsverhältnissen die Obererzgebirgische Bahn von andern am Wesentlichsten. Während einerseits der Lauf der Flüsse zu Curven von sehr kleinen Halbmessern führte, wurde andererseits für den Ingenieur die Massenvertheilung und Projectirung der Erdarbeiten eine außerordentlich mühsame. Unregelmäßigkeiten, welche die Flüsse und deren steile Ufer boten, konnten nicht immer umgangen werden, und man war daher gezwungen, bald hervorspringende Felsen hinwegzunehmen, bald den Fluß, in welchen die Bahnlinie oft fiel, zu verdrängen.

Die hauptsächlichsten mit Beseitigung von Felsen verknüpften Erdarbeiten kamen unweit Haßlau, an dem sogenannten Haarhange, oberhalb Wiesenburg, unterhalb Grünau und hinter dem Gräflich Solms'schen Wildpark vor.

Unterhalb der Prinzenhöhle fand die umfangreichste Erdarbeit statt, durch welche, vermöge der Verlegung der Mulde zwei Muldenbrücken erspart wurden. Vor und hinter Schlema fanden abermals Flußverdrängungen statt, welche die Ausfüllung des Flußbettes oft bis zu der unerwarteten Tiefe von 20 bis 24 Fuß nöthig machten.

Dieselben Schwierigkeiten bot auch das Schwarzwasserthal dar, namentlich fanden in dem bereits erwähnten Burkhardtswalde mehrere Flußverdrängungen und Verlegungen statt. Sowohl die Berechnung der zu bewegenden Erdmassen, als auch die erfolgten Abnahmen riefen wegen des ununterbrochenen Hangbaues die peinlichsten Arbeiten hervor.

Ablagerungen und Ausgrabungen mußten des engen Thales wegen auf das Aengstlichste vermieden werden, und

so kam es denn, daß, um ohne umfangreiche Erdarbeiten die günstigsten Steigungsverhältnisse zu erzielen, die Absteckung der Linie oft wiederholt werden mußte.

Die Erdarbeiten bestanden größtentheils aus der Wegnahme von Felsen, der bis Stein aus Thonschiefer, zwischen Stein und Aue aus Grünsteinschiefer und von da bis Schwarzenberg abwechselnd aus Glimmerschiefer oder Granit bestand.

Da die Schichtung des Gesteins vom linken Ufer nach dem rechten abfällt, so war die Gewinnung auf dem rechten Ufer eine ungleich schwierigere, und lag hierin der Grund eines wesentlichen Preisunterschiedes bei Gewinnung eines und desselben Gesteines, je nach dem Ufer, welches von der Bahn berührt wird.

Die Uferbauten wurden da, wo der Bahnkörper dicht an die Flüsse oder in dieselben fiel, mit Steinpflaster von 2 Fuß Mächtigkeit, wozu das Material, mit geringen Ausnahmen, aus den Bahneinschnitten genommen werden konnte, hergestellt und durch ein zweifüßiges Vorlager gesichert. Das gegenüberliegende abgegrabene oder verwendete Ufer wurde, wenn es gerade nicht dem Stromstriche ausgesetzt war, durch eine Vernätherung befestigt. Nur an einer einzigen Stelle war eine Böschungsmauer nothwendig, wo das gegenüberliegende Ufer wegen bestehender Baulichkeiten nicht abgegraben werden konnte.

Ueber die Brücken behalten wir uns noch eine Beschreibung vor, und erwähnen hier nur, daß sich die Gründungsverhältnisse derselben ziemlich günstig gestalteten und daß man nur an einer derselben, um den tiefer liegenden Felsen zur Gründung zu gewinnen, eine Dampfmaschine zur Wasserhaltung anwenden mußte.

Die Wasserpfeiler sind durchgängig massiv von Granitquadern ausgeführt und nur zu den Landpfeilern und deren Flügeln sind Bruchsteinquader verwendet worden. Mit Ausnahme der rechtwinkeligen Schwarzwasserbrücke sind an den übrigen Brücken die größeren Bogen von Pirnaischem Sandstein gefertigt, weil in der Nähe kein dazu geeignetes Material sich vorfand. Die Bettungsarbeiten des Oberbaues sind dadurch begünstigt, daß Kies und Steine überall zu entnehmen waren und zu gewinnen sind, und es würde, wenn dies nicht der Fall wäre, bei dieser eingeleisigen Bahn zu bedeutenden Kosten darum geführt haben, weil erst Plätze zur Ablagerung des Oberbaumaterials hätten angekauft und dazu vorbereitet werden müssen.

Die Länge der Bahn ist folgende:

von Zwickau	nach	Bockwa	0,487	Meilen
„ Bockwa	„	Wiesenburg	1,043	„
„ Wiesenburg	„	Stein	1,110	„
„ Stein	„	Schlema	0,790	„
„ Schlema	„	Aue	0,600	„
		Seitensumme	4,030	Meilen
		Uebertrag	4,030	Meilen
von Aue	nach	Lauter	0,780	„
„ Lauter	„	Schwarzenberg	0,600	„
			5,410	Meilen.

Brücken.

Muldenbrücken.

Gitterbrücke am Gräflich Solms'schen Wildpark. 2 Oeffnungen im Winkel von 60 Grad gegen die Stromrichtung, ganze Länge 223 Fuß, Höhe 10 Fuß 3 Zoll, lichte Weite einer Oeffnung 65 Fuß.

Gitterbrücke im tiefen O. 2 Oeffnungen im Winkel von 53 Grad gegen die Stromrichtung, ganze Länge 223 F., Höhe 13 Fuß und lichte Weite jeder Oeffnung 70 F. 6 Z.

Gewölbte Brücke bei Schlema. Winkel gegen die Stromrichtung 53 Grad, ganze Länge 270 Fuß, Stich $1/6$ der Bogenweite von 56 Fuß, Höhe der beiden Oeffnungen vom Grundbanquet bis in den Scheitel 27 Fuß.

Schwarzwasserbrücken.

Gitterbrücke bei Aue. Ganze Länge 111 Fuß 6 Zoll, Höhe 13 Fuß 6 Zoll und lichte Weite jeder der zwei Oeffnungen 55 Fuß 9 Zoll.

Zwei gewölbte Brücken bei Pfannenstiel, welche in einem Radius von 557 Fuß liegen. Länge der ersten 204 F., Höhe einer Oeffnung 23 Fuß 8 Zoll, lichte Weite 42 Fuß 4 Zoll, Stich $1/6$ der Bogenweite. Länge der zweiten 195 Fuß, Höhe einer Oeffnung 18 Fuß 7 Zoll, lichte Weite 41 Fuß, Stich $1/5$ der Bogenweite.

Zwei gewölbte Brücken bei Lauter mit nur einer Oeffnung. Länge der ersten 137 Fuß 6 Zoll, lichte Weite des Bogens 67 Fuß und 17 Fuß 8 Zoll lichte Höhe, Stichhöhe $1/6.5$ der Bogenweite. Die Brücke liegt in einem Winkel von 66 Grad gegen die Stromrichtung. Länge der zweiten 111 Fuß 6 Zoll, Bogenweite 55 Fuß 9 Zoll, Höhe 18 Fuß 6 Zoll und $1/5$ der Bogenweite Stich. Diese Brücke ist rechtwinkelig.

Kirchberger Bachbrücke. Blechträger von 74 Fuß 9 Zoll Länge, 2 Oeffnungen von 33 Fuß 6 Zoll Weite.

Niveauverhältnisse.

Die Procente der Steigung ergaben sich zu:

28,71	Procent	von	1 : 100
1,05	„	„	1 : 109,14
3,63	„	„	1 : 130
0,20	„	„	1 : 150
13,27	„	„	1 : 200
0,98	„	„	1 : 205,063
0,79	„	„	1 : 263,2
2,23	„	„	1 : 400
50,86	Procent	Steigungen.	

Die Gefälle betragen:

3,91 Procent von 1 : 100
1,68 „ „ 1 : 150
5,59 Procent der Gefälle.

Die Horizontalen betragen 43,55 Procent.

Die Bahn fällt von Zwickau bis Bockwa 79,79 Fuß und steigt von da bis Schwarzenberg 502,95 Fuß.

Die Procente der Curven betragen:

8,891	Procent im Radius von	550—557	Fuß
0,303	„ „ „ „	613	Fuß
0,559	„ „ „ „	624	„
0,177	„ „ „ „	650	„
2,613	„ „ „ „	706	„
7,190	„ „ „ „	743	„
0,370	„ „ „ „	760	„
0,104	„ „ „ „	790	„
0,371	„ „ „ „	836	„
2,351	„ „ „ „	892	„
3,373	„ „ „ „	929	„
0,799	„ „ „ „	1022	„
5,995	„ „ „ „	1115	„
0,448	„ „ „ „	1208	„
1,130	„ „ „ „	1301	„
0,500	„ „ „ „	1394	„
2,274	„ „ „ „	1487	„
0,846	„ „ „ „	1542	„
0,432	„ „ „ „	1626	„
9,665	„ „ „ „	1858	„
0,556	„ „ „ „	2044	„
0,354	„ „ „ „	2230	„
0,940	„ „ „ „	2787	„
1,978	„ „ „ „	3345	„
2,127	„ „ „ „	3716	„
0,413	„ „ „ „	4646	„
0,617	„ „ „ „	14866	„
54,876	Procent.		

Die Procente der geraden Linien = 45,124.

Diese Bahnverhältnisse, deren Angaben wir dem Herrn Oberingenieur Sorge, der sowohl bei Absteckung der Linie, als bei der Ausführung dieser Bahn die Tüchtigkeit seiner Kenntnisse bewiesen hat, zu verdanken haben, bedingten, da der Güterverkehr immerhin den Hauptverkehr dieser Bahnlinie ausmachen wird, vor allen Dingen Maschinen von nicht zu kleinen Dimensionen und mußten daher mindestens vier gekuppelte Räder angewendet werden. Es blieb aber noch ein Haupterforderniß bezüglich der engen Curven zu erfüllen. Ein Radstand von 8 bis 8½ Fuß, wie er bei solchen Curven etwa noch zulässig ist, war bei Locomotiven, die nicht vierräderig sein sollten, nicht anwendbar. Locomotiven mit drehbaren Vordergestellen konnten den Zweck nicht ganz erfüllen, denn wenn sich auch die zwei drehbaren Vorderaxen soweit thunlich in die Curven radial einstellten, so blieb doch der feste Radstand derselbe und konnte nicht wohl unter 10 Fuß bis zu dem gegen seitliche Ausweichungen festen Drehpunkte betragen. Es wären daher auch bei der besten Befestigung der Schienen Auseinanderdrängungen derselben nicht zu vermeiden gewesen; denn die Erfahrung zeigt überall, daß in Curven von 1500 Fuß Radius bei 10 bis 11 Fuß festem Radstand schon in zweiten und dritten Jahre Verschiebungen der Schienen auf den Schwellen vorkommen, deren Regulirung immer schwieriger wird, je älter, d. h. je angegriffener das Holz der Schwellen wird.

Es war von großer Wichtigkeit für diese Bahn, die Locomotiven in einer den Verhältnissen der Bahn ganz entsprechenden Weise zu construiren, da offenbar, wenn diese Bahnlinie den gehegten Erwartungen nur einigermaßen entspricht, Fortsetzungen unter mindestens denselben ungünstigen, wenn nicht, wahrscheinlich sogar noch ungünstigeren Verhältnissen statthaben werden.

In den Jahren 1843 bis 1844 hatte der damalige Maschinenmeister an der Sächsisch-Bayerischen Eisenbahn, Herr Goullon, einen Versuchswagen construirt, dessen Mittelaxe fest und dessen Vorder- und Hinteraxe in je besonderen Gestellen seitlich verschiebbar und auch ein wenig verdrehbar waren, sodaß sich diese Axen in allen Curven radial einstellen konnten.

Eine in der Mitte jedes Gestelles angebrachte Spiralfeder übte einen leichten Druck auf dasselbe so aus, daß immer ein Bestreben dieser Gestelle vorhanden war, sich in gerade Richtung zu stellen, welches in Curven von dem an die Schienen sich leicht andrückenden Radflanschen überwunden wurde.

Da nun dieser Wagen als Erdtransportwagen diese ganze Reihe von Jahren mit bestem Erfolge unter den schwierigsten Verhältnissen gedient hat und noch dient, so gab dies hinreichende Veranlassung, dieses System für den vorliegenden Fall mit den nöthigen Abänderungen für Locomotiven versuchsweise zu adoptiren.

Es wurde daher eine Locomotive, wie sie auf Doppeltafel 23—24 dargestellt ist, construirt, in der Fabrik von R. Hartmann in Chemnitz ganz vorzüglich gut ausgeführt und hat dieselbe die damit angestellten Proben auf das Glänzendste bestanden; denn nicht nur, daß bei der für die Räderdurchmesser dieser Locomotiven von 4½ Fuß schon außerordentlich großen Geschwindigkeit von 8 Meilen pro Stunde der Gang ein sehr ruhiger war, so hat sie seit dem Monat December 1856 den Stationsdienst auf dem Bahnhofe Zwickau sowohl, wie auch den Dienst auf der Kohlenbahn von Zwickau nach Bockwa mit verrichtet und ebenso die Züge für Bauzwecke auf der Obererzgebirgischen Staatsbahn gefahren und dabei stets Curven von 400 bis 800 F.

Halbmesser ohne Schwierigkeit passirt. Unter diesen Verhältnissen hat diese Locomotive nunmehr auf freier Bahn 2000 Meilen durchlaufen, ohne auch nur den geringsten Mangel zu zeigen.

Bei anderen Locomotiven mit nicht verschiebbaren Axen, welche denselben Dienst verrichten, müssen die Bandagen der Vorderräder bei einem Radstand von 10 Fuß 10 Zoll schon nach 400 bis 600 Meilen, der Abnutzung der Flantsche wegen, abgedreht werden, während an den Vorderrädern der in Rede stehenden Locomotive eine Abnutzung der Flantsche kaum zu bemerken war und man mit Sicherheit noch mehr als die doppelte Meilenzahl annehmen kann, ehe die Nothwendigkeit des Nachdrehens eintreten wird. Eine gleich geringe Abnutzung wird daher auch bei den Schienen statthaben müssen.

Nach solchen Resultaten wurden alle Locomotiven für die Obererzgebirgische Bahn nach dieser Construction bestellt und sind dieselben bereits geliefert.

Die Locomotiven haben Kessel nach dem System von Crampton, 148 Sideröhren von Eisen bei einem Durchmesser von $1^3/_4$ Zoll. Es sind diese Röhren sowohl im Feuerkasten als in der Rauchkammer ohne Ringe befestigt und nur durch gutes Einpassen und Umnieten gedichtet. Die Oeffnungen in der Rauchkammer sind $^1/_{16}$ Zoll weiter gebohrt und die Röhrenenden darnach aufgetrieben, damit ein späteres Herausnehmen, des angesetzten Kesselsteines wegen, leichter erfolgen kann. Die Heizfläche beträgt 757,9 Quadratfuß der Röhren und 62,73 Quadratfuß des Feuerkastens.

Die Rostfläche für diese mit Steinkohlen zu heizenden Locomotiven beträgt $11^1/_2$ Quadratfuß. In dem nahe größten Querschnitt der Rauchkammer liegt, um das Funkensprühen, obgleich die verwendeten Steinkohlen des geringen Luftzuges wegen, dessen sie zu ihrer Verbrennung bedürfen, sehr wenig Funken geben, gänzlich zu vermeiden, ein Drahtnetz, bestehend aus Eisendrahtstäben von $^1/_8$ Zoll Dicke mit Zwischenräumen von $^1/_8$ Zoll Weite, welche in der Längenrichtung der Maschine in einem Rahmen liegen und etwa zweimal mit dünnem Draht querüber noch gebunden sind, um sie in richtiger Entfernung von einander zu erhalten. Die für den Luftdurchgang freibleibenden Oeffnungen sind zusammen immer noch mehr als dreimal größer, als die Querschnittsfläche der Esse, sodaß die Geschwindigkeit der Luft eine mäßige ist und die Kohlenstückchen, sobald sie an die Drähte anstoßen, leicht herabfallen. Dieses Kohlenklein aufzufangen und es mit Leichtigkeit zu entfernen, um es später zur Heizung von Stubenöfen ꝛc. wieder zu verwenden, ist unten in der Rauchkammer eine Oeffnung gelassen, woran ein Aschenkasten a sitzt, der unten mit einer möglichst dicht schließenden Klappe b verschlossen ist. Da nun das Eindringen von Luft in diesen Aschenkasten bei solchem Verschluß nicht vollkommen zu vermeiden ist, so wurde in dem vorderen Theile des Kessels, so tief, daß er immer unter dem Wasserspiegel sich befindet, ein etwa $^1/_4$ Zoll weiter Hahn angebracht, der in ein mit feinen Löchern nach unten versehenes Rohr c, welches den Kasten in der Längenrichtung der Maschine durchschneidet und am Ende geschlossen ist, einmündet. Es wird dieser Hahn, vom Führerstande aus durch eine Zugstange leicht beweglich, dann und wann auf einige Secunden geöffnet und so das Kohlenklein durch das einströmende feinzertheilte Wasser vor der Entzündung bewahrt.

Die Cylinder haben 15 Zoll Durchmesser und beträgt der Kolbenhub 22 Zoll. Die Cylinder liegen, wie aus der Zeichnung ersichtlich, hinter den Vorderrädern, und zwar darum, weil, da es bei der Beweglichkeit der Vorderaxe nicht darum zu thun sein konnte, eine sehr enge Radstellung zu haben, dadurch ein ruhiger Gang der Maschine erzielt werden mußte. Die Bläulstangen erhielten die angemessene Länge von 5 Fuß $^1/_2$ Zoll.

Die Kolben sind in der Hauptsache die von Ramsbottom, wohl eigentlich von dem Oberbergrath Henschel in Cassel bei Pumpen zuerst angewendeten, nur mit dem Unterschiede, daß hier gewöhnlich breite gußeiserne Ringe als Dichtungsringe angewendet werden, während Henschel schmale Lederringe und Ramsbottom schmale Metallringe einlegt. Diese Kolben, seit über einem Jahre an verschiedenen Locomotiven im Betriebe, haben sich ausgezeichnet gut bewährt, sodaß sie sowohl ihrer Leichtigkeit, Einfachheit und vorzüglich ihrer Dauerhaftigkeit wegen nur angelegentlichst empfohlen werden können. Es haben Locomotiven mit solchen Kolben bis jetzt an der Sächsisch-Bayerischen Staatsbahn circa 5000 Meilen durchlaufen und ist an denselben eine Abnutzung kaum zu bemerken. Es ist daher fast nicht nöthig, die Cylinder einmal im Jahre zu öffnen, während bei Kolben anderer Art dies viel öfter erforderlich wird. Es gehen diese Kolben so leicht, daß sie stets mit Leichtigkeit mit der Hand geschoben werden können, und ist man nie der Gefahr ausgesetzt, daß durch zu starkes Spannen der Federn bei den gewöhnlichen Kolben mit gußeisernen Ringen ein Rauhwerden der Cylinder, abgesehen von dem schweren Gange, vorkommt, und sind überdies diese Kolben wesentlich billiger, als alle anderen Arten von Kolben, mögen sie nun mit Ringen von Zinncomposition oder anderen Metallen versehen sein. Der Körper dieser Kolben ist von Gußeisen, auf die Kolbenstange aufgeschraubt und gegen das Losdrehen mit einem Stift durbohrt. In die Fläche des Umfangs sind zwei Nuthen von je $1^1/_8$ Zoll Breite und $^3/_8$ Zoll Tiefe eingedreht. Die Ringe sind ebenfalls von Gußeisen, und zwar im losen Zustande um die Stärke des Kolbenringes, also reichlich $^3/_8$ Zoll größer, als der Cylinderdurchmesser,

sodaß die Enden des Kolbenringes im freien Zustande um $1\frac{1}{4}$ Zoll auseinander stehen.

Sind die Flächen, welche sich über einander zu schieben haben, so bearbeitet, daß sie etwa um $\frac{1}{8}$ Zoll über einander stehen, so wird der Ring zerschnitten, diese Flächen werden auf einander gelegt und der Ring zusammengedrückt.

Es wird, da hier eine Federkraft nach der Höhe der Kolbenringe stattfindet, die Dampfdichtheit dieser Fuge immer hergestellt, die so beschaffenen Kolbenringe werden dann entweder mit Zinn gelöthet, oder, was besser ist, durch ein aufgelegtes Blättchen mit 2 kleinen Schrauben zusammengehalten, sodaß ein Abdrehen von Außen auf den richtigen Cylinderdurchmesser und ebenso in der Breite möglich wird. Ein Ausdrehen von Innen ist bei gutem reinen Guß besser zu unterlassen, weil die Ringe durch die härtere Gußrinde eine stärkere Federkraft behalten, doch haben sich auch die innen ausgedrehten Ringe gut bewährt. Sollen diese Ringe eingelegt werden, so sind sie etwa um ebensoviel als sie, um in den Cylinder zu kommen, zusammengedrückt werden müssen, zu erweitern, um über die vorstehenden Ränder des Kolbens in die Nuthen gebracht zu werden. Der Theil des Kolbenringes, worin sich die Fuge befindet, ist im losen Zustande auf Taf. 23—24 in Fig. 5 in $\frac{1}{4}$ der natürlichen Größe ersichtlich, während in Figur 6 der ganze Kolben mit dem Cylinderdeckel, welcher die leeren Räume des Kolbens, um Dampfverlust zu vermeiden, ausfüllt, in ebenfalls $\frac{1}{4}$ der natürlichen Größe dargestellt ist.

Ein großer Vortheil dieser Kolben, dessen wir hier noch nicht gedachten, ist der, daß an denselben jede Art Schrauben fehlen, welche so häufig störend bei den Kolben, die öfteren Stößen ausgesetzt sind, und welche mit großen Geschwindigkeiten arbeiten müssen, wirken, weil das Losewerden der Schrauben oder deren Abbrechen immer sehr schwer zu vermeiden ist, sodaß man trotz aller angewandten Sicherheitsmaßregeln doch immer von zerstoßenen Cylinderdeckeln und Kolben ja auch noch von gebrochenen Cylindern in Folge lose gewordener oder gebrochener Kolbenschrauben hört.

Hat die Abnutzung*) soweit stattgefunden, daß der Kolbenkörper aufzuschleifen beginnt, so hat man nur ein Plättchen von der nöthigen Stärke in den Ring zu legen und mit einem Stifte am Kolbenkörper zn befestigen. Man erspart dabei wieder alle Stellschrauben, und da die Arbeit höchstens im Jahre einmal vorkommen kann, so darf man diese kleine Mehrarbeit durch Unterlegen nicht sparen, da der Gewinn, keine Stellschrauben im Kolben zu haben, ein wesentlich überwiegender ist.

Die Steuerung ist die gewöhnliche Stephenson'sche Coulissensteuerung mit einem Schieber; nur mußte sie hier nach Außen gelegt werden, weil eine Verbindung mit der Hinteraxe von Innen, hier die eigentliche Treibaxe, da dieselbe dem Feuerkasten zu nahe steht, um excentrische Scheiben anzubringen, nicht hergestellt werden konnte.

Das Dampfausgangsrohr ist mit 2 Klappen, welche sich durch eine Schraube vom Führerstande aus reguliren lassen, versehen, und ist der kleinste Querschnitt dieser Oeffnung 9 Quadratzoll, während der des Ausgangsrohres selbst 19,6 Quadratzoll ist, und wird bei der hier verwendeten Steinkohle in der Regel nur diese größte Oeffnung benutzt.

Die Pumpen sind durch excentrische Scheiben, welche auf der Mittelaxe (Kuppelaxe) sitzen, bewegt und sind die Pumpen selbst am Boden des cylindrischen Kessels befestigt. Sie haben einen Kolbendurchmesser von $4\frac{1}{4}$ Zoll und einen Kolbenhub von $4\frac{3}{8}$ Zoll, und sind die Ventile Kugelventile. Alle Lager sind von Metall mit einer Composition von

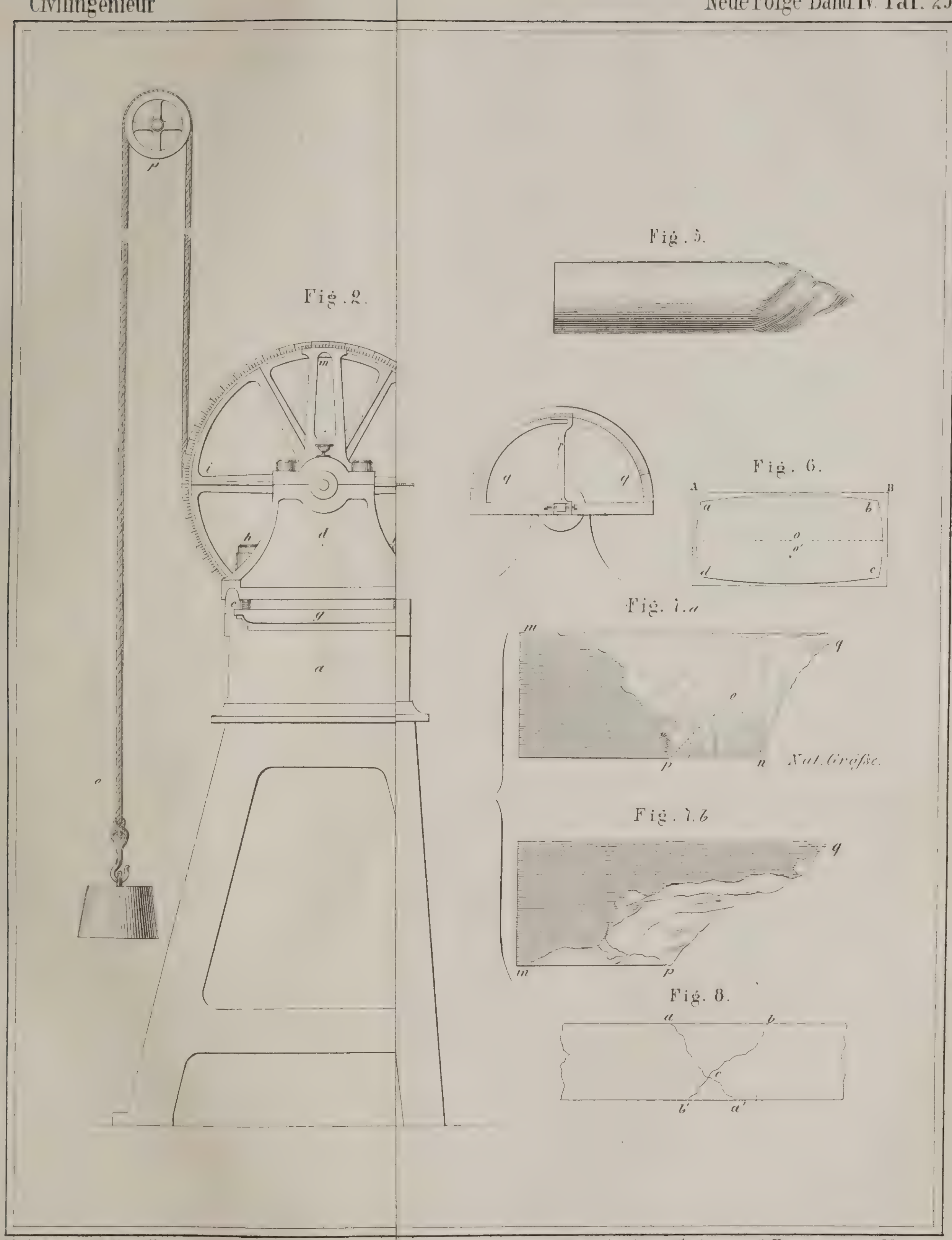
11	Gewichtstheilen	Kupfer,
$22\frac{1}{4}$	" "	Antimon und
100	" "	Zinn

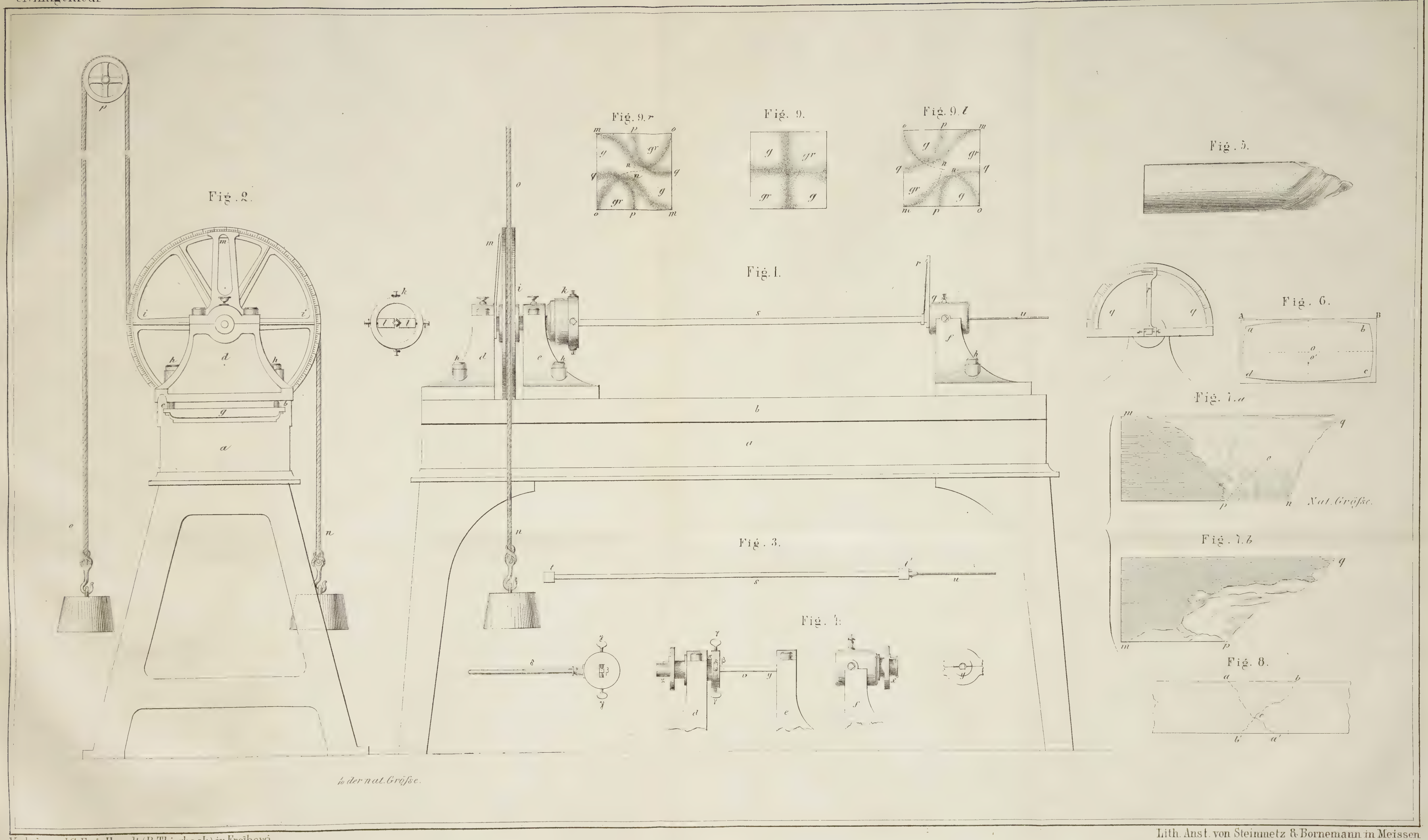
ausgefüllt, und ebenso mit einer Schicht derselben Composition von etwa $\frac{1}{4}$ Zoll Stärke ausgefüllt sind die Seitenflächen der Axenlagerkasten, die sich in den Backen der Rahmen bewegen, so wie die Gleitstücke der Gradführungen der Kolbenstangen. Die Dauer dieser so ausgefüllten Theile ist weit größer, als die der gußeisernen Flächen, welche überdies nur selten ganz glatt bleiben, während hier stets eine Spiegelglätte vorhanden ist.

Die Vorderräder liegen in einem besonderen Gestelle von Blech und haben einen Durchmesser von 2 Fuß $7\frac{1}{4}$ Zoll. Dieses Vordergestelle hat seinen Drehpunkt in einer Verlängerung bei g und ist der Bolzen mit dem Hauptrahmen fest verbunden.

Da der Punkt, um welchen sich die Locomotive in Curven bewegt, als die Mitte des eigentlichen festen Radstandes angenommen werden muß, d. i. die Mitte der 5 Fuß 1 Zoll weit auseinerliegenden Kuppel- und Hinterräder, so wird, wenn der Drehpunkt der Vorderaxe in der Mitte zwischen diesem erstgenannten Drehpunkte der ganzen Maschine und der Mitte der Vorderaxe angenommen wird, sich auch die Vorderaxe, da sie auf dieser Linie gh stets recht-

*) Nach einem Vortrage des Erfinders dieser Kolben im „Institution of Mechanical-Engineers" (vergl. „Polytechn. Centralblatt", 1856, S. 1207) zeigt sich, wenn die Ringe vor dem Zusammendrücken kreisförmig hergestellt worden sind, eine stärkere Abnutzung sowohl an den Fugen, als an der gegenüberliegenden Stelle, und Ramsbottom giebt daher den Ringen ursprünglich eine ovale Gestalt, welche er durch besondere Versuche ermittelt hat; solche Ringe nutzen sich dann ganz gleichförmig ab und geben nur 3 bis $3\frac{1}{2}$ Pfund Druck pro Quadratzoll bei Locomotiven. Interessant sind in dieser Beziehung die theoretischen Untersuchungen von Bargum in der „Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins für Hannover", Bd. II, S. 473. Da bei den im Texte beschriebenen verbesserten Ramsbottom'schen Kolben gewiß ähnliche Verhältnisse stattfinden, so dürfte die Beziehung auf diese Beobachtungen hier nicht unpassend sein. D. Red.


Fig. 2.
Fig. 5.
Fig. 6.
Fig. 7.a
Nat. Größe.
Fig. 7.b
Fig. 8.



Verlag von J.G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg

Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen

winkelig steht, in jeder Curve radial stellen müssen, weil dann die Mittellinie des Vordergestelles gh auch die Tangente jeder Curve sein wird.

Durch die an dem Hauptrahmen selbst befestigte Querverbindung i geht ein Bolzen, der gleichzeitig durch ein langes Loch (je nach der seitlichen Ausweichung, welche das Vorderstell haben kann) das Vordergestell insofern mit verbindet, als es dadurch von oben nach unten gehalten wird, um beim Aufwinden, zufälligem Entgleisen 2c. immer fest mit der Maschine verbunden zu bleiben.

Das Vordergestell besteht aus zwei verticalen Trägern ll, in welchen sich die Axenlager führen, diese verticalen Träger sind an der Hinterseite nach dem Drehpunkt hin durch zwei horizontale Bleche mn verbunden, welche sich nahe dem Drehpunkte vereinigen. Auf den beiden Trägern ll sind gerade über der Mitte jedes Axenlagers Gehäuse oo von gehärtetem Schmiedeeisen angebracht und so ausgearbeitet, daß sie Pfannen bilden, deren Rand 1 Zoll hoch ist und die Kreisbogenlinie als Umfassung hat, welche aus dem Mittelpunkte von g gezogen ist.

An dem Hauptrahmen sind gerade über diesen Pfannen o Zapfen k befestigt, welche in jene Pfannen passen und um welche sich das Vordergestelle in der Richtung des Bogens nach dem Halbmesser gh soweit der Raum dazu gelassen ist, bewegen kann.

Der Spielraum zur Bewegung des Vordergestelles beträgt auf jeder Seite 0,972 Zoll und ist für Curven von 550 Fuß Halbmesser berechnet.

Um den beiden Vorderrädern bei Unebenheiten der Bahn eine möglichst gleiche Belastung zu geben, sind die beiden vorderen Federenden durch einen Balancier p verbunden, der seinen Drehpunkt an dem die beiden Haupttheile des Vordergestelles noch verbindenden Querträger q hat.

Widerstandsversuche in einer Curve von 650 Fuß Halbmesser, welche in einem Gefälle von 1 : 100 liegt und in eine Horizontale ausmündet, so wie dieselben Versuche in gerader Linie haben durch Freilaufenlassen der Locomotive nach Abnahme der Bläul- und Schieberstangen die großen Vortheile, welche sich durch Verschiebbarkeit der Vorderaxe und deren Stellung in radiale Richtung für Erhaltung der Schienen und der Räder herausstellen, insofern gezeigt, als dadurch nachgewiesen ist, daß die Reibung der hier beschriebenen Locomotive gegen eine mit steifen Axen von 10 Fuß 10 Zoll Radstand um 18,6 Procent geringer ist. Zu Versuchen in Curven von 500 Fuß Halbmesser hat sich bis jetzt noch keine Gelegenheit gefunden.

Ueber die Torsion.

Von

G. Werthheim.

(Hierzu Tafel 25.)

Die erste Theorie der Torsion rührt von Coulomb her, und wurde auf Experimente mit cylindrischen Stäben begründet. Coulomb fand, daß der Drehungswinkel der Länge und dem Trägheitsmomente*) (in Bezug auf die geometrische Axe genommen) proportional sei, daß die permanente Formveränderung immer wachse, je weiter der Körper aus seiner ursprünglichen Gleichgewichtslage verdreht sei, und daß diese permanenten Torsionswinkel in keinem festen Verhältniß zu den gleichzeitig beobachteten Torsionswinkeln stünden. Die Bruchstellen der zu diesen Versuchen verwendeten Eisendrähte zeigten die Gestalt eines aus zwei Fäden zusammengedrehten Seiles. Das Verhältniß zwischen dem Coefficienten des Torsionswiderstandes und der Torsionsfestigkeit gegen die Elasticitäts- und Festigkeitscoefficienten blieb aber unermittelt.

Erst als die mathematische Theorie der Festigkeit gefunden war, leiteten Poisson, Cauchy, Lamé und Clapeyron die Gesetze des Gleichgewichtes zwischen den Momenten der äußeren Kräfte und der Torsionskraft für Cylinder und prismatische Körper ab. Die Bemühungen verschiedener Geometer, die Gesetze des Widerstandes beim Bruche und bei der Torsion unter Zugrundelegung verschiedener willkürlicher Annahmen, wie der temporäre Zustand der Torsionswinkel und die Gleichheit des Volumens vor und nach der Drehung zu bestimmen, fügten nichts Wesentliches hinzu; Andere trugen zwar der Längsverschiebung und der Volumveränderung Rechnung und gelangten so zu speciellen Hypothesen über die Wirkung dieser Kräfte da jedoch ihre Formeln nicht aus den allgemeinen Glei-

*) Angemessener ist wohl die Weisbach'sche Bezeichnung: Maß des Drehungsmomentes, doch behalten wir die Bezeichnung des Originales bei. D. Red.

chungen entwickelt waren, so fanden sie im Allgemeinen keine Bestätigung durch Versuche.

Savart's Versuche sollten zur Prüfung der bekannten Theorieen dienen, konnten aber, da sie nur sehr im Kleinen mit einem mangelhaften Apparate ausgeführt wurden und sich blos auf die Beobachtung der jedesmaligen Torsionswinkel beschränkten, keine Entscheidung bringen, da man die gefundenen Abweichungen ebensogut der Unvollkommenheit des Apparates, als der Natur des Phänomens selbst zuschreiben konnte. Diese Lacune hat Wertheim, dessen Name bereits durch frühere Arbeiten in diesem Gebiete rühmlichst bekannt ist, durch neue Versuche mit einem ingeniösen Apparate auszufüllen gesucht, über welche im Nachstehenden nach einem Artikel im „L'Ingenieur", Nr. 1 und 2 auf 1858 referirt werden soll.

Bei diesem Apparate ist das Hauptaugenmerk darauf gerichtet gewesen, die Enden des Stabes einer gleich starken Verdrehung zu unterwerfen, ohne sie mit den die Torsion bewirkenden Kräften direct zu belasten. Er besteht, wie Tafel 25 zeigt, aus einer gußeisernen Bank a, auf welcher eine viereckige Schiene b und eine dreieckige Schiene c zur Führung dreier Supports angebracht sind. Die zwei Supports d und e sind verbunden und tragen die Lager einer Schnurenscheibe, an welcher die drehenden Kräfte angreifen, der dritte Support f ist mit einer sehr festen Vorrichtung zum Einspannen des anderen Stabendes versehen. Diese Supports werden durch gußeiserne, in Nuthen der Schienen bewegliche Platten g, welche durch Schrauben h angezogen werden können, festgestellt. Die etwas conischen Zapfen der Schnurenscheibe i ruhen mit geringer Reibung in ihren Lagern und der innere Zapfen trägt eine Einspannscheibe k mit verschieden geformten Backen, mittelst deren die Stäbe genau centrisch und fest mit der Schnurenscheibe verbunden werden können. An dem Kranze der Schnurenscheibe ist eine Eintheilung in Achtelgrade angebracht, an welcher mittelst eines festen Verniers m abgelesen wird. Die Drehung wird durch zwei Gewichte bewirkt, und zwar ist das Seil n des einen Gewichtes über die obere Hälfte der Scheibe, das andere o über die untere Hälfte und eine Leitrolle p hinweggelegt. Letzteres Gewicht ist um so viel schwerer, als die Reibung und Steifigkeit des Seiles erfordert, was durch Versuche zu etwa $^1/_{20}$ bestimmt wurde.

Hiernach ist bei diesem Apparate die Intensität des Kräftepaares ohne Einfluß auf die Zapfenreibung, die Schnurenscheibe ist stets im Gleichgewicht und nur die Leitrolle trägt den ganzen Druck der Gewichte. Wenn man die Seile nach der anderen Seite auflegt, so bewirken sie eine Drehung nach entgegengesetzter Richtung, was eine bequeme Prüfung der Beobachtungen gestattet.

Um sich gegen die Irrthümer zu schützen, welche sowohl eine Drehung der Supports, als durch die Zusammendrückung der Stabenden zwischen den Befestigungsbacken herbeigeführt werden könnten, so hat man auch an dem anderen Support f einen eingetheilten Kreissector q befestigt, dessen Vernier r mittelst vier kleiner Schrauben auf den Stab aufgesteckt wird. Die Differenz der an den Verniers m und r abgelesenen Winkel giebt somit genau die Größe der Verdrehung für die Länge des Stabes zwischen der Befestigung bei k und dem Vernier r.

Die Versuche wurden mit 65 Stäben, deren Elasticitätscoefficient direct durch Ausdehnung bestimmt worden war, angestellt, und zwar mit 6 massiven Cylindern mit kreisförmiger Basis, mit 4 massiven elliptischen Cylindern, mit 10 hohlen Cylindern, mit 42 theils rectangulären, theils quadratischen Prismen und mit 3 hohlen rectangulären Prismen aus Stahl, Schmiedeeisen, Messing, Blech, verschiedenen Erdarten, Eiche und Tanne.

Am schwierigsten war die Bestimmung der eingetretenen Volumsveränderungen. Hierzu bediente sich Wertheim des Regnault'schen Verfahrens, indem (Figur 1 und 3) hohle Röhren mit Flüssigkeiten gefüllt und zur Befestigung an den Enden mit hermetisch schließenden cubischen Hülsen t, t' versehen wurden, wovon die eine eine eingetheilte Capillarröhre u trug. Um den Einfluß der Temperaturveränderung zu vermeiden, wurden die Versuche in den Kellern des Conservatoire des arts et métiers angestellt, und um die Capillaritätseinflüsse zu eliminiren, wiederholte man die Versuche mit Röhrchen von verschiedener Weite.

Nachstehend folgen nun die Resultate der Wertheim'schen Versuche, wobei folgende Bezeichnungen angewendet sind:

- l Länge des Stabes zwischen den beiden Gradbögen,
- l_1 innere Länge eines hohlen Stabes,
- L ganze Länge eines auf Zug versuchten Stabes,
- d und d_1 äußerer und innerer Durchmesser eines cylindrischen Stabes,
- c_1 und c_2 Halbaren eines elliptischen Stabes,
- a, b und a_1, b_1 halbe äußere und innere Seitenlänge rectangulärer Stäbe,
- s und s_1 Querschnitt der Wandung und inneren Hohlung hohler Stäbe,
- e Wandstärke eines hohlen Stabes,
- u Rauminhalt „ „ „
- p Summe der beiden, an einem Hebelarm von 247,5 Millimeter Länge wirkenden Gewichte des Kräftepaares,
- P Gewicht bei den Versuchen zur Bestimmung des Elasticitätsmodulus,
- ϑ permanenter Torsionswinkel,
- ψ_1 jedesmaliger mittlerer Torsionswinkel für $p = 1$ Kilogr. und $l = 1$ Meter,

$\frac{\psi_1}{p}$ mittlerer Werth der Torsionswinkel,

ΔL elastische Verlängerung für 1 Kilogramm pro Quadratmillimeter,

E Elasticitätsmodulus nach der Dehnung,

δu Verminderung des inneren Rauminhaltes für $p = 1$ Kilogramm,

Δu Vermehrung desselben in Folge der Dehnung ΔL.

Die Längen sind stets in Millimetern, die Gewichte in Kilogrammen gegeben.

1. Raumvermehrung durch Ausdehnung.

Hierüber theilt unsere Quelle folgende Versuche mit:

Tabelle I.

Versuche über die Vergrößerung des inneren Rauminhaltes hohler Stäbe bei der Ausdehnung.

Bezeichnung der Stäbe	Länge L	Querschnitt der Wandung s	Querschnitt der Hohlung s_1	1 Kilogr. Last pro Quadratmillimeter		
				Verlängerung ΔL	Inhaltsvermehrung berechnete	Inhaltsvermehrung beobachtete
Hohle messingene Röhren	950,60	101,784	315,500	0,08708	9,1575	8,1224
	666,18	80,601	77,143	0,06379	1,6554	1,5443
	959,00	51,152	28,871	0,09333	0,8981	0,8466
	899,58	79,476	19,113	0,09308	0,5930	0,5610
	897,75	46,046	19,292	0,09109	0,5858	0,5436
	899,50	23,722	19,182	0,08450	0,5403	0,5202
Hohle messingene Prismen	937,28	95,440	102,214	0,09062	3,0875	3,1075
	925,05	89,070	101,585	0,08749	2,9627	3,0604
	920,70	117,140	99,313	0,09371	3,1023	3,1312
Hohle eiserne Röhren (von Blech)	933,31	79,160	176,730	0,05336	3,1434	3,6231
	456,65	40,693	103,040	0,02432	0,8353	1,1288
	962,08	19,655	49,448	0,05124	0,8446	1,2937

Die Uebereinstimmung der Beobachtung mit den nach der Formel

$$\Delta u = \frac{\Delta L \,.\, s_1}{3}$$

berechneten Werthen ist für die messingenen Stäbe ziemlich befriedigend, obwohl die Rechnung durchgängig etwas mehr ergiebt; wogegen bei den eisernen Röhren das Gegentheil stattfindet, was aus einer ungleichen Elasticität des Eisens in den drei Axen erklärt wird.

2. Erscheinungen, welche von der Gestalt des Querschnittes unabhängig sind.

Bei den Torsionswinkeln hat man zu unterscheiden: den Theil ψ_1, welcher so lange bemerkbar ist, als die Kräfte thätig sind, und den Theil ϑ, welcher auch nach der Entlastung noch übrig bleibt. Letzterer ist bei der Torsion nicht so unwichtig, als bei der Dehnung der Metalle.

Tabelle II.

Versuche über den Einfluß des Kräftepaares.

	p	ϑ	ψ_1	$\frac{\psi_1}{p}$
Massive eiserne Cylinder	5	0° 1′ 10″	0° 36′ 0″	0° 7′ 12″
$\delta = 16{,}44$ $l = 433{,}5$.	10	4 20	1 17 30	7 45
Mittlerer Winkel:	15	7 0	1 57 20	7 49
	20	15 0	2 36 40	7 50
$\frac{\psi_1}{p} = 0^\circ\, 7'\, 48''$,	25	33 40	3 16 20	7 51
	30	45 0	3 57 40	7 55
oder für 1 Meter Länge:	35	1 21 20	4 33 20	7 49
$= 0^\circ\, 18'\, 1{,}4''$.	40	2 4 20	5 11 50	7 48
	180		23° 26′ 40″	0° 7′ 48,8″

	p	ϑ	ψ_1	$\frac{\psi_1}{p}$
Hohle eiserne Röhren	1,0	0° 0′ 0″	1° 12′ 30″	1° 12′ 30″
$d = 13{,}535 \quad d_1 = 11{,}665$	2,0	7 50	2 27 0	1 13 30
$l = 875{,}7$.	3,0	14 10	3 40 20	1 13 27
	5,0	12 0	6 8 40	1 13 44
Mittlerer Winkel:	7,0	25 0	8 28 0	1 12 34
$\frac{\psi_1}{p} = 1^0\,13'\,46{,}8''$,	8,0	30 50	8 29 10	1 11 9
	10,0	39 40	12 16 50	1 13 41
für 1 Meter:	12,5	44 0	15 26 20	1 14 6
$= 1^0\,22'\,21{,}2''$.	15,0	1 6 30	18 47 20	1 15 9
	17,5	1 43 20	21 40 0	1 14 17
	81,0		99° 36′ 10″	1° 13′ 46,8″
Eichenholz-Prisma	0,2	0° 0′ 0″	5° 30′ 30″	27° 32′ 30″
$2a = 24{,}65 \quad 2b = 5{,}765$	0,3	1 26 50	8 8 40	27 8 50
$l = 249{,}5$.	0,5	2 1 20	14 7 30	28 15 0
Mittl. Winkel $\frac{\psi_1}{p} = 29^0\,52'\,20''$,	0,7	3 35 20	20 22 40	29 6 40
	0,8	4 50 50	24 32 30	30 40 37
pro Meter: $= 119^0\,43'\,41{,}5''$.	1,0	13 33 50	31 51 20	31 51 20
	3,5		104° 33′ 10″	29° 52′ 20″

Man erkennt hieraus kein bestimmtes Verhältniß zwischen den Winkeln ϑ und ψ_1; nur so viel scheint daraus hervorzugehen, daß der permanente Winkel ϑ mit der Länge des Stabes und der Stärke des Torsionsmomentes zunimmt, jedoch ist diese Zunahme dann sehr rasch. Auch der jedesmalige Torsionswinkel ist den Momenten nicht ganz proportional, da der Quotient $\frac{\psi_1}{p}$ nicht constant ist, sondern zunimmt, und zwar bei den steifen Körpern bis zum Bruch, bei den weichen bis zu einem Maximum. Es erklärt sich dies theils durch die Gesetze der Verlängerung selbst, theils durch die wachsende Contraction, welche die gedrehten Stäbe in transversaler Richtung erfahren, und welche eine steigende Verminderung des Widerstandsmomentes zur Folge haben wird.

Tabelle III.

Einfluß der Länge.

Material des Stabes	Querschnittsform	Winkel ψ bei einer Länge von		
		1 Meter	0,5 Meter	0,25 Meter
Schmiedeeisen	Kreis	0° 17′ 44,8″	0° 17′ 50,2″	0° 18′ 1,4″
desgl.	Quadrat	0 5 13,8	—	0 5 18,4
desgl.	Rectangel	—	10 56 43	10 59 17,2
Gußstahl	Kreis	1 49 40,9	1 51 43	1 52 16,4
desgl.	Ellipse	2 6 15,2	2 11 35,6	2 14 55,4
desgl.	Rectangel	12 28 9,3	12 34 32	12 37 12,8
Messing	Kreis	3 51 0,4	3 53 23,6	3 57 54
desgl.	Rectangel	13 10 31,2	13 16 52,6	13 23 51,2
Eichenholz	desgl.	109 14 37	115 53 37,7	119 43 41,5
Tannenholz	desgl.	199 57 24,8	193 1 32,9	204 49 30,7

Diese Tabelle enthält die auf $p = 1$ Kilogramm und 1 Meter Länge bezogenen Torsionswinkel; man hat dieselben Gewichte für alle Längen eines und desselben Stabes angewendet und alle correspondirenden Mittelwerthe von $\frac{\psi}{p}$ sind ebenfalls untereinander correspondirend. Man sieht daß der mittlere Winkel abnimmt, wenn die Länge zunimmt, und daß also die mittleren Torsionswinkel den Längen nicht genau proportional sind.

Tabelle IV.
Verminderung des Volumens durch die Torsion.

Bezeichnung	Wandstärke e	Länge l_1	Innerer Halbmesser r_1	Mittlerer Torsionswinkel $\frac{\psi_1}{p}$	Mittlere Volumenverminderung δu		
					berechnet	beobachtet	für $\frac{\psi_1}{p} = 1$ und $l_1 = 1000$
Messingene cylindrische Röhren	1,504	1000,00	10,021	0° 20′ 0,6″	0,0010734	0,0010484	0,0094262
	2,131	715,56	4,955	0 55 0,8	0,0006777	0,0006512	0,0005543
	2,0155	1012,00	3,0315	4 9 52,2	0,0013851	0,0014905	0,0000870

Bezeichnet man mit φ den Torsionswinkel der Höhlung in Bogenlänge für den Halbmesser 1 und mit a den Torsionswinkel für die Längeneinheit, so hat man

$$\frac{\varphi}{l_1} = a, \quad \varphi = \frac{180\,\varphi}{\pi},$$

und daher die Verminderung des Volumens

$$\delta u = -\pi r_1{}^4 a^2 l_1 = -\frac{\pi^3 r_1{}^4 \psi_1}{180^2 l_1},$$

oder weil $\pi r_1{}^2 l_1 = u$ ist,

$$\delta u = -r_1{}^2 a^2 u.$$

Hiernach sind die Zahlen der 6. Columne berechnet und ihre Uebereinstimmung mit den beobachteten Größen in der 7. Columne ist ziemlich befriedigend. In der 8. Columne sind die beobachteten Volumenverminderungen auf 1 Meter Länge und einen Torsionswinkel von 1 Grad reducirt, was mit Hilfe der Formel

$$\frac{\delta u l_1}{1000} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\psi_1}{p}\right)^2}$$

geschieht. Diese Columne zeigt, daß unter sonst gleichen Verhältnissen die Volumenveränderungen der vierten Potenz der Halbmesser proportional sind.

3. Resultate über die Torsion für cylindrische Stäbe.

Wenn man zu den gewöhnlichen Formeln*) eine aus den Wertheim'schen Versuchen abgeleitete Constante hinzufügt, so erhält man

für massive Cylinder $\psi = \frac{16}{3} \cdot \frac{180}{\pi^2} \cdot \frac{pR'}{E} \cdot \frac{1}{r^4}$,

„ hohle „ $\psi = \frac{16}{3} \cdot \frac{180}{\pi^2} \cdot \frac{pR'}{E} \cdot \frac{1}{r^4 - r_1{}^4}$,

„ elliptische „ $\psi = \frac{8}{3} \cdot \frac{180}{\pi^2} \cdot \frac{pR'}{E} \cdot \frac{l(c_1{}^2 + c_2{}^2)}{c_1{}^3 c_2{}^3}$

worin man $p = 1$, $R' = 247,5$, $l = 1000$ zu substituiren hat, um den mittleren Winkel für die Versuche zu finden.

Zur Vergleichung diene nachstehende Tabelle:

*) Diese Formeln sind nach Weisbach's „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", Bd. I, §. 237, S. 429, für cylindrische Wellen $\psi = 4 \cdot \frac{180}{\pi^2} \cdot \frac{pR'}{E} \cdot \frac{1}{r^4}$ u. s. w.

D. Red.

Tabelle V.
Versuche über die Torsion der Cylinder.

Querschnitt der Stäbe	Material	Halbmesser		Elasticitätscoefficient E	Mittlerer Torsionswinkel	
		äußerer r	innerer r_1		berechnet	beobachtet
Massive Cylinder	Schmiedeeisen	8,220	—	17,805	0° 17′ 45,1″	0° 17′ 52,1″
	desgl.	5,501	—	—	1 28 0,8	1 26 31,3
	Gußstahl	5,055	—	19,542	1 53 12	1 51 13,4
	Messing	5,031	—	9,395	3 59 59,1	3 54 6,0
	Glas	5,535	—	6,200	24 51 56	24 15 34,7
Cylindrische Röhren	Messing	11,525	10,021	10,917	0 17 30,2	0 20 0,6
	desgl.	7,082	4,955	10,444	1 12 18,3	1 16 52,9
	desgl.	5,047	3,0315	10,276	4 9 4	4 6 54,7
	desgl.	5,602	2,4665	9,665	2 37 40,4	2 33 38,2
	desgl.	4,5605	2,478	9,855	6 11 10,3	6 0 53,8
	desgl.	3,6955	2,471	10,645	15 9 14,4	15 42 37,3
		Halbaxen				
Massive elliptische Cylinder	Gußstahl	7,105	3,697	19,085	2 13 56,7	2 10 55,4
	desgl.	9,900	2,5075	„	4 18 0,1	4 13 18,2
	Messing	7,062	3,669	9,634	4 32 56,7	4 30 41,2
	desgl.	9,875	2,498	„	8 38 11,2	8 54 33,9

4. Volumenverminderung bei hohlen rectangulären Prismen.

Nachstehende Versuche wurden mit hohlen Prismen angestellt, deren Hohlung gleiche Querschnitte zeigte, während die Verhältnisse zwischen Breite und Höhe verschieden waren. Die Zahlen der 6. Columne sind nach der Formel

$$\delta u = -\frac{(a_1^2 + b_1^2)^4}{4(a_1 b_1)^2} a_1 b_1 l_1 \pi^2 = \frac{\pi^2}{180^2} \frac{(a_1^2 + b_1^2)^4 \psi_1^2}{16 a_1 b_1 l_1}$$

berechnet, wonach die Volumenabnahme der vierten Potenz des Quadrates der Diagonale dividirt durch das Quadrat des Querschnittes proportional sein muß.

Tabelle VI.

Versuche über die Volumenverminderung bei rectangulären Röhren.

Wandstärke	Länge	halbe Länge der inneren Seiten		Mittlerer Torsionswinkel	Volumenverminderung $-\delta u$		
e	l_1	a_1	b_1	$\frac{\psi_1}{p}$	berechnet	beobachtet	für $\frac{\psi_1}{p} = 1$ und $l = 1000$
1,9745	1000,28	5,0745	5,0305	1° 1′ 25,4″	0,00537	0,00561	0,005055
1,8260	979,50	6,3990	3,9690	1 12 10,4	0,01158	0,01695	0,011484
2,0185	1019,00	10,0065	2,4815	1 6 49,4	0,12052	0,12045	0,098956

Diese Tabelle beweist auf's Neue die Proportionalität zwischen der Volumenveränderung und dem Quadrat des Torsionswinkels. Die letzte Columne zeigt, wie schnell die Verminderung des Volumens zunimmt, je flacher die Prismen werden. Bei einem Prisma, dessen Seiten sich wie 4 : 1 verhalten, ist sie beinahe 20 mal so groß, als bei einem quadratischen Prisma von gleichem Inhalte.

5. Resultate über die Torsion bei rectangulären Prismen.

In nachstehender Tabelle sind die bezüglichen Versuche nach dem Verhältniß zwischen den Seiten der Prismen aufgestellt, wobei von den quadratischen bis zu den flachsten Prismen fortgegangen wird. Die Torsionswinkel sind nach der Formel:

$$\psi = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{pR'}{E} \cdot \frac{l_1 (a^2 + b^2)}{a^3 b^3}$$
$$= \frac{180 \cdot 247{,}5 \cdot 1000}{2\pi} \cdot \frac{a^2 + b^2}{E a^3 b^3}$$

berechnet.*)

*) Die Weisbach'sche Formel weicht hier nicht unbedeutend ab. Sie lautet a. a. O.:

$$\psi = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{pR'}{E} \cdot \frac{l_1}{ab(a^2 + b^2)}.$$

D. Red.

Tabelle VII.

Versuche über die Torsion rectangulärer Prismen.

Halbe Seitenlänge		Länge	Material	Elasticitätscoefficient	Torsionswinkel		Correctionscoefficient
a	b	l		E	berechnet	beobachtet	c
12,4125	12,4125	1000	Schmiedeeisen	20,388	0° 1′ 45,5″	0° 2′ 8,7″	0,8196
5,3385	5,310	750	desgl. weiches	18,706	0 56 36,5	1 2 38,5	0,9037
3,0025	3,0005	500	Gußstahl	19,085	9 9 17,7	10 11 39,3	0,8971
1,814	1,783	250	Messing	9,634	140 43 22,8	151 28 12,3	0,9291
11,990	7,913	1000	Schmiedeeisen	20,388	0 5 2,5	0 6 10,3	0,8169
12,060	3,986	1000	desgl.	20,388	0 30 18,2	0 33 22,0	0,9082
7,459	2,071	500	Messing	9,336	12 20 48,1	13 17 45,0	0,9286
11,940	2,982	1000	Schmiedeeisen	20,388	1 10 0,9	1 16 37,3	0,9138
6,017	1,5165	500	Gußstahl	19,085	18 49 44,0	19 46 42,4	0,9520
11,960	1,450	375	Schmiedeeisen	20,388	9 40 41,5	10 58 0,1	0,8825
11,940	0,518	187,5	desgl.	20,388	209 56 49,9	214 44 31,6	0,9776
17,997	0,538	340,07	Gußstahl	19,085	132 40 59,2	101 14 2,1	1,3106

Wertheim folgert hieraus, daß

bei gleicher Länge und Breite der Correctionscoefficient mit der Dicke abnimmt,

bei gleicher Länge und gleichem Querschnitt der Coefficient um so kleiner wird, je größer das Verhältniß zwischen den Querschnittsseiten ist,

bei gleichem Querschnitt der Coefficient mit zunehmender Länge abnimmt,

bei gleicher Länge und ähnlichen Querschnitten der Coefficient mit der absoluten Größe der ähnlichen Seiten abnimmt, endlich

daß der Coefficient mit der Stärke des Kräftepaares abnimmt.

6. Torsion nicht homogener Körper und namentlich des Bleches und Holzes.

Bereits oben wurde auf die Schwierigkeiten hingewiesen, welche solche Körper bei der Bestimmung der Volumenvermehrung durch Ausdehnung bieten; diese Schwierigkeiten zeigen sich ebenfalls, wenn man das Widerstandsmoment gegen die Torsion bestimmen will, weil das Verhältniß der Elasticitätsmodeln für die 3 Axen unbekannt ist.

Die Versuche ergaben nicht eine Verminderung des inneren Volumens durch die Torsion, sondern eine Vergrößerung, und diese war nicht genau der vierten Potenz der Halbmesser proportional und größer als die entsprechende Volumenverminderung homogener Körper. Betrachtet man das Eisenblech als homogen und nimmt man an, daß es in allen Richtungen dieselbe Elasticität besitze, wie in der Längenrichtung, so erhält man ferner Torsionswinkel, welche sehr von den beobachteten abweichen und diese Abweichungen treten in entgegengesetztem Sinne von denjenigen auf, welche bei homogenen Körpern beobachtet wurden.

Tabelle VIII.

Versuche über die Torsion bei hölzernen Prismen.

Holzgattung	Halbe Seitenlänge		Elasticitätsmodeln			Torsionswinkel	
	a	b	E	E_1	E_2	berechnet	beobachtet
Eiche . . .	10,125	10,100	1214	257	137	7° 35′ 22,9″	6° 11′ 20,5″
Tanne . .	4,965	4,903	1478	162	54	293 32 32,3	122 56 38,5
Eiche . . .	12,325	2,882	1214	257	137	103 3 28,8	114 57 18,7
Tanne . .	12,225	2,890	1478	162	54	171 12 43,2	199 16 9,5

Die nach der Formel

$$\psi = \frac{p R' l}{2 a^3 b^3}\left(\frac{a^2}{E_1} + \frac{b^2}{E_2}\right)$$

berechneten Winkel der siebenten Columne geben zu große Werthe für quadratische und zu kleine Werthe für rectanguläre Querschnitte, und dieser Mangel an Uebereinstimmung kann erst durch Aufstellung einer richtigeren Formel gehoben werden.

6. Torsionsfestigkeit homogener Körper.

Die Bruchfestigkeit gehört wegen der unvermeidlichen Mängel der Homogeneität und wegen der vorausgehenden permanenten Formveränderungen zu denjenigen Phänomenen, welche sich nur unsicher der Berechnung unterziehen lassen. Man sieht sich daher genöthigt, mehr oder weniger willkürliche Annahmen zu machen und sich auf Beobachtungen zu stützen, um für ähnliche Fälle passende Formeln zu erhalten.

Die jetzige Theorie genügt erstens schon deshalb nicht, weil sie den Einfluß der Länge, welcher erfahrungsmäßig sehr groß ist, gleich Null annimmt,

zweitens zeigt sich ihre Unhaltbarkeit dadurch, daß der Bruch stets fast genau in der Mitte der Länge erfolgt, wo die Verminderung des Querschnittes am stärksten ist.

Der Bruch spröder Körper, wie Glas, Gußstahl, Siegellack, erfolgt durch Gleiten oder tangentiale Verschiebung. Der gefährliche Punkt Poncelet's, wo der Bruch beginnt, ist also derjenige Punkt, welcher die stärkste Verschiebung erfährt. Nach den Beobachtungen findet dieses Gleiten nach zwei auf einander senkrechten Richtungen statt, nämlich in tangentieller und in radialer Richtung, woraus eine conische Form der Bruchfläche (Figur 5) mit schraubenförmiger Streifung hervorgeht. Bei einem quadratischen oder rectangulären Prisma liegen nun die Punkte des stärksten Gleitens in den Enden der Diagonalen jedes Querschnittes, und der Bruch wird daher in der Mitte des Prisma's und in den vier Ecken gleichzeitig beginnen, sodaß aus den Ecken vier etwas schraubenförmige Bruchflächen entspringen werden, welche sich in einer Spitze auf der Axe vereinigen und schneiden werden. Man gelangt indessen schwer dazu, daß die Torsionsaxe mit der geometrischen Axe zusammenfällt, und wenn nun (Figur 6) o′ die excentrische Lage der Torsionsaxe ist, so sind a und b die gefährlichen Punkte, aus

welchen zwei nach entgegengesetzter Richtung gedrehte schraubenförmige Bruchflächen entspringen, sodaß sich die in Fig. 7 dargestellte charakteristische Gestalt der Bruchfläche ergiebt, bei welcher der Theil nop ganz glatt, die übrige Fläche aber gesteift erscheint.

Bei nicht spröden Körpern tritt vor dem Bruche stets eine sehr merkliche Formveränderung ein und ihr Widerstand wird durch den Widerstand der bereits schraubenförmig verdrehten Fasern erhöht. Sie brechen also nicht durch Abgleiten, sondern durch Ausdehnung der äußersten Fasern, welche am stärksten in Anspruch genommen sind.

Ungehärteter Gußstahl zeigt im Bruche noch mehr die Eigenschaften der spröden Körper, obgleich er einen Uebergang zu den dehnbaren bildet. Quadratische Stäbe von Gußstahl zeigen genau die Gestalt von Figur 7 in der Bruchfläche und flache Stäbe zerspringen oft in zwei Stücke mit den beschriebenen conischen Spitzen, wobei nach Fig. 8 die Keile acb und a′b′c herausspringen.

Das Schmiedeeisen bricht durch Verlängerung der äußersten Fasern, doch bemerkt man oft schon lange vor dem Brechen tiefe Risse parallel zur Axe, namentlich an den schmalen Seiten gegen die Mitte hin. Weiches Schmiedeeisen und Messing lassen sich gewissermaßen bis ins Unendliche zusammendrehen und brechen nur in Folge eines Fehlers in der Homogeneität.

Nennt man T die tangentielle Kraft pro Flächeneinheit, welche den Bruch durch Abgleiten zu bewirken vermag, so hat man

für massive Cylinder $T = \frac{2\,p'R}{\pi r^3}$,

〃 hohle 〃 $T = \frac{2\,r_1}{\pi\,(r^4_1 - r^4_2)}\,p'R$,

〃 rectanguläre Prismen $T = \frac{3}{8}\,\frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{a^2 b^2}\,p'R$.

Die Versuche lehrten, daß der Coefficient T nicht viel abweicht vom Festigkeitsmodulus gegen das Zerdrücken, aber viel höher ist, als der Modulus gegen das Zerreißen. Bei Stäben von größeren Dimensionen, wo die transversale Contraction nicht vernachläßigt werden darf, tritt der Bruch bei einem um so niedrigeren Torsionsmomente ein, je stärker die Dimensionen sind.

Nennt man K den Festigkeitsmodulus für Zug, so ist

$$K = \frac{8\,T}{3E} = \frac{32\,T^2}{9E},$$

was aber nicht für dehnbare Körper gilt.

Mag man aber den Bruch als die Folge des Abgleitens oder der Dehnung ansehen, man erhält weder für T, noch für K constante und mit den Versuchen übereinstimmende Werthe für ein und dasselbe Material, was übrigens für die Praxis keinen großen Nachtheil hat, da man dort willkürlich einen Grenzwinkel der zuläßigen Torsion annimmt. Besonders wird man sich des weichen Schmiedeeisens mit Vortheil bedienen, da eine vorausgegangene permanente Formänderung das Stück nicht nur nicht schwächt, sondern ihm sogar eine erhöhte Widerstandsfähigkeit verleiht.

8. Optische Erscheinungen.

Die Beobachtung der optischen Einflüsse der Torsion ließ günstigere Resultate erwarten, als dann wirklich zu erlangen waren, was in der Schwierigkeit der Wahl des Materiales und der Anbringung der Kraft begründet ist.

Ordinäres, geblasenes oder gegossenes Glas konnte wegen seiner Unreinheit zu so delicaten Versuchen nicht verwendet werden, man erzielte aber auf dem Wege des Durchrührens (refoulement) aus Flintglas von Guinant und aus Crownglas von Clichy Prismen von vorzüglicher Reinheit bei 20 bis 40 Centimeter Länge und 1 bis 3 Centimeter Seitenlänge. Diese wurden lange Zeit im Kühlofen gelassen, um möglichst alle Sprödigkeit zu verlieren und trotz der großen Länge, welche das polarisirte Licht zu durchlaufen genöthigt ist, so zeigen sie ein hinreichend blasses und verwischtes Kreuz, um das Centrum im Zustande der isotropen Substanzen annehmen zu können.

Da sich rother Kitt schon bei sehr geringen Torsionen abbröckelt, so mußte man die Enden der Prismen nach einer Umwickelung mit Caoutschuk und Pappe direct einspannen, und weil die beiden Pressungen in derselben Richtung stattfinden und mit der Polarisirungsebene des einfallenden Lichtes zusammenfallen, so tritt alsdann das schwarze Kreuz deutlicher hervor.

Die Enden des gläsernen Prismas v (Fig. 4), dessen Endflächen polirt und dessen Seitenflächen matt geschliffen oder geschwärzt wurden, waren in zwei Stücken Buchsbaumholz befestigt, welche in den Lagern der beiden Supports d und e so eingesetzt waren, daß die Axe des Prismas in die Axe der beiden Nicol'schen Prismen, wovon das eine x als Polarisirungs-, das andere z als Zerstreuungsspiegel diente, fiel. Eins von diesen Stücken y dient zur Befestigung des einen Endes und besteht aus zwei halbrunden Backen mit einer Rinne, deren Höhe etwas geringer ist, als diejenige des aufzunehmenden Prismas. Das andere Stück besteht aus einem Cylinder a mit einer centralen Rinne, welcher sich als Zapfen in den Lagern d dreht, und aus einem größeren Cylinder b, welcher zwei verticale Holzschrauben γ und den eisernen Hebel δ, an welchem die drehende Kraft wirkt, trägt.

Läßt man nun einen Strahl von weißem Licht durch die Axe des Prismas hindurch gehen und übt man während dessen eine immer steigende Torsion aus, so sieht man das schwarze Centrum immer heller und zuletzt ganz weiß werden. Schaltet man zum genaueren Studium dieser

Erscheinung zwischen den Polarisationsspiegel x und das Ende y des Stabes eine doppelt brechende Platte, welche die empfindliche Färbung giebt, ein und dreht man nach rechts, so sieht man die Farbe des Centrums auf Gelb und Grün steigen, dreht man dagegen links, auf Roth und Gelb fallen. Das Gegentheil zeigt sich, wenn man die doppelt brechende Platte um 90 Grad verwendet.

Dieser entgegengesetzte Effect entgegengesetzter Drehungen bestimmt deshalb noch nicht die Rotation der Polarisationsebene, denn nach der optischen Constitution eines gläsernen Prismas theilt das schwarze Kreuz den Querschnitt in vier Quadranten, welche paarweise gleichen Einfluß auf das polarisirte Licht ausüben; zwei Quadranten auf derselben Diagonale verhalten sich nämlich wie positive Krystalle und geben z. B. grünes (gr) Licht (Fig. 9), während die beiden anderen sich wie negative Krystalle verhalten und gelbes Licht (g) geben. Dreht man nun das Glasprisma nach rechts oder links, ohne die färbende Platte zu verrücken, so sieht man, wie sich die Arme des Kreuzes krümmen und nach den in Figur 9 l und 9 r punktirt angegebenen Lagen hindrehen, beobachtet aber, daß sie (abweichend von der gewöhnlichen Beschreibung) sich im Mittel von einander losreißen und bei einem Torsionswinkel von ungefähr 45 Grad in zwei Curven mno zusammenfließen, welche das Feld in drei Theile theilen.

Die zwei Theile zwischen einer Curve und einer Seite des Prismas zeigen dieselbe Färbung, während die Farbe der entgegengesetzten Sectoren sich bis in die Mitte ausgedehnt und fast das ganze mittlere Feld eingenommen hat. Kurz, die Farbe des Centrums, welche anfangs die empfindliche Farbe ist, steigt auf Gelb, wenn man das Glasprisma um 45 Grad nach rechts dreht und sinkt auf Grün, wenn man es ebensoviel nach links dreht.

Die Torsion bewirkt ganz analoge Effecte, jedoch trennen sich die Arme des Kreuzes gleich anfangs im Mittel von einander, ohne sich zu krümmen, und bilden zwei hyperbolische Bögen pq, welche immer weiter auseinander rücken, je mehr die Torsion zunimmt. Hierdurch ist bewiesen, daß es sich nur um eine gewöhnliche doppelte Strahlenbrechung handelt, welche positiv oder negativ wird, je nachdem die Drehung nach rechts oder links erfolgt.

Ueber Brennmaterialersparniß.

Von

E. Bède.

(Fortsetzung von Seite 112.)

Die Dampfkessel.

Das Ergebniß der vorausgeschickten Uebersicht über die verschiedenen Feuerungen war, wie wir gesehen haben, kein anderes, als die Ueberzeugung, daß noch keine entschieden praktische Verbesserung an den schon lange üblichen Einrichtungen gefunden worden sei. Die detaillirte Beschreibung und die näheren Angaben über die vortheilhafteste Einrichtung der letzteren ergiebt sich aber von selbst bei der nähern Betrachtung der Dampfkessel, welche nunmehr folgt.

Materialien. — Man hat in der ersten Zeit der Dampfmaschinen Kessel aus Bronze, Gußeisen und sogar aus Holz gefertigt, wendet aber jetzt durchgängig nur Eisen- oder Kupferblech an. Stahlblech hierzu zu verwenden, wie es im Jahre 1855 bei der Pariser Ausstellung von einem Aussteller geschehen war, kann kaum ernstlich in Betracht kommen, da dieses Material nur den Vortheil einer dünneren Wand, also möglicherweise einer schnelleren Wärmefortpflanzung bieten kann, wogegen es trotz des geringeren Gewichtes viel theurer sein muß.

Fortpflanzung der Wärme durch die Kesselwände. — Wegen der Verschiedenheit der Wärmeleitungsfähigkeit verschiedener Metalle werden auch Kessel von verschiedenem Metall eine verschiedene Verdampfungsfähigkeit besitzen können. Denkt man sich z. B. einen eisernen und kupfernen Kessel von gleichen Dimensionen und Blechstärken, welche über zwei ganz gleich geführten Feuern liegen und siedendes Wasser von gleicher Temperatur enthalten, so wird man beobachten, daß der eiserne Kessel nur 20, der kupferne aber in gleicher Zeit 50 Kilogramme Dampf pro Quadratmeter producirt, weil die Leitungsfähigkeit des Kupfers $2\frac{1}{2}$ mal so groß ist, als diejenige des Eisens.

Berechnet man nach den gewöhnlichen Erfahrungen, wo bei einer Temperatur von 100° im Kessel und von 600° im Feuerraume und bei einer Eisenblechstärke von 10 Millimeter stündlich etwa 25 Kilogramme Wasser pro

Quadratmeter Heizfläche verdampft, also 25 . 550 = 13750 Calories in das Wasser eingeführt werden, die Fortpflanzungsfähigkeit pro Secunde bei 1 Millimeter Blechstärke und 1 Grad Temperaturdifferenz, so erhält man $\frac{13750 . 10}{500 . 3600}$ = 0,066, weil die Fortpflanzungsfähigkeit durch Platten mit parallelen Wänden direct wie die Heizfläche und der Temperaturunterschied, aber im indirecten Verhältniß der Wandstärke wächst; dieses Resultat weicht aber sehr weit von demjenigen ab, welches Peclet durch genaue Versuche festgestellt hat, nämlich 8,01 für Eisenblech und 19,16 für Kupferblech. Der Grund für diese Abweichung liegt darin, daß unsere Annahmen irrig waren; denn die Temperatur der äußeren Kesseloberfläche kann nicht 600° betragen, wo Eisen hellroth glühend wird, es findet also überhaupt nicht ein so einfaches Phänomen der Wärmeübertragung statt, man muß vielmehr dabei drei Stadien unterscheiden, nämlich erstens die Mittheilung von Wärme aus der Feuerluft an das Metall des Kessels, zweitens die Fortpflanzung der Wärme durch das Metall selbst, drittens die Uebertragung der Wärme aus dem Metall an das Wasser, und es kommt sonach die Wärmeleitungsfähigkeit des Metalles nur gewissermaßen zum dritten Theile in Betracht.*) Diese Analyse zeigt, daß die Beschaffenheit des Bleches keinen großen Einfluß auf die Uebertragung der Wärme aus der Feuerluft an das Blech und aus dem Blech an das Wasser ausüben kann, da die äußere Kesselwand meist mit Ruß, die innere mit Kesselstein bedeckt ist, so wie daß die Blechstärke ohne wesentlichen Einfluß sein wird, da dieselbe schon sehr groß sein müßte, wenn die Zeit der Fortpflanzung der Wärme im Metall gegen die Zeit, welche zur Mittheilung der Wärme aus der Feuerluft an das Metall und aus dem Metall an das Wasser consumirt wird, in Betracht kommen könnte, und da sogar bei größerer Blechstärke dadurch wieder eine gewisse Compensation erhalten werden wird, daß sich dann die Temperatur der äußeren Wand erhöhen, also die Fortpflanzungsgeschwindigkeit im Metall vergrößern wird. Aus dem letzteren Grunde, nämlich damit keine zu große Temperaturerhöhung der äußeren Blechkruste eintreten könne, wird gesetzlich eine größte zulässige Blechstärke vorgeschrieben.

*) Nennt man Q die Wärmemenge, welche pro Secunde durch 1 Quadratmeter Kesselfläche von der Stärke e hindurch strömt, K die Leitungsfähigkeit des Metalles, u und v die Temperaturen der äußeren und inneren Kesselfläche, so würde nach der obigen Ableitung

$$Q = K \cdot \frac{u - v}{e}$$

zu setzen sein. Bedeutet aber weiter h die Wärmemenge, welche pro Secunde und pro Grad Wärmedifferenz von 1 Quadratmeter Kesselfläche aus dem Blech an das Wasser und m diejenige Wärmemenge, welche von der Feuerluft an das Blech abgegeben wird, so muß man auch haben

$$K \cdot \frac{u - v}{e} = h\,(v - t) \text{ und}$$

$$K \cdot \frac{u - v}{e} = m\,(T - u),$$

wenn t die Temperatur des Wassers und T diejenige der Feuerluft bezeichnet. Man erhält daher

$$u = \frac{Kht + m\,(K + he)\,T}{Kh + m\,(K + he)},$$

$$v = \frac{KmT + h\,(K + me)\,t}{Km + h\,(K + me)}, \text{ so wie}$$

$$u - v = \frac{mh\,(T - t)\,e}{Kh + m\,(K + he)} \text{ und}$$

$$Q = \frac{Kmh\,(T - t)}{Kh + mK + mhe}.$$

Dieser Ausdruck zeigt, wie es auch die Erfahrung bestätigt, daß die Wandstärke ziemlich ohne Einfluß ist und daß man im Allgemeinen $Q = K'\,(T - t)$ setzen kann. Ueber die Größen m und h, welche übrigens sehr vom Zustande der betreffenden Flächen abhängig sind, fehlt es an genügenden Angaben, doch sind sie klein gegen K.

Von sehr großem Einflusse ist die Beschaffenheit der Oberfläche der Kessel, und zwar vorzüglich diejenige der inneren Kesselwand. Während die Berußung der äußeren Kesseloberfläche nicht nachtheilig, sondern eher vortheilhaft ist, weil Ruß ein starkes Absorptionsvermögen besitzt, auch den Kessel gegen die Orydation schützt, so ist dagegen der erdige Niederschlag auf der inneren Kesselfläche nicht nur wegen seiner schlechten Leitungsfähigkeit, sondern auch deswegen, weil er die Blechstärke vermehrt und die Wärme noch schwerer als Blech an das Wasser abtritt, von sehr nachtheiligem Einfluß. In der That ist die Leitungsfähigkeit des Kesselsteines 10, 20, ja 50 mal geringer, als diejenige des Eisenbleches, sodaß eine Kruste von 1 Millimeter Stärke einer Vermehrung der Blechstärke um 10, 20 oder gar 50 Millimeter entspricht, und daher leicht eine weit größere Ueberhitzung der äußeren Oberfläche zur Folge hat, als die stärksten Kesselbleche. Ist eine solche Kruste gebildet, so kann nur durch fortwährende Steigerung der Feuerung das nöthige Dampfquantum erzeugt werden, dabei wird aber das Kesselblech, welches die aufgenommene Wärme nur mit großem Widerstande an das Wasser abgeben kann, übermäßig erhitzt und entsprechend geschwächt.*) Man muß daher das besondere Augenmerk auf Verminderung der Kesselsteinbildung und häufige Entfernung dieser Niederschläge richten, da sie nicht nur mit großem Brennmaterialverbrauch verbunden sind, sondern auch vielfach Gelegenheit zu Explosionen geben.

Stärke der Kesselbleche. — Die gesetzlichen Bestimmungen über die Stärke der Kesselbleche e für gegebene Durchmesser D und Dampfspannungen n beruhen meist auf dem französischen Regulativ, welches für cylindrische Kessel vorschreibt:

*) Diese Nachtheile werden sehr ausführlich und gründlich in einer Abhandlung von Cousté über Kesselsteinbildung in den „Ann. des mines", tom. V, livr. 1 de 1854, besprochen. D. Red.

$$e = 1{,}8\,(n-1)\,D + 3 \text{ Millimeter},$$

wo D in Centimetern gemessen ist. Die Ableitung dieser Formel ergiebt sich folgendermaßen. Der Druck, welcher auf Trennung des Kessels in zwei Hälften hinwirkt, ist pro Längeneinheit gegeben durch $(n-1)\,D\,.\,1{,}033$ Kilogramme, und wenn r den Festigkeitsmodulus pro Quadratcentimeter ausdrückt, so ist der Widerstand des Bleches gegen das Zerreißen pro Längeneinheit re, daher hat man $re = 1{,}033\,.\,(n-1)\,D$ oder $e = \frac{1{,}033\,.\,(n-1)\,D}{r}$. Wird nun für r der niedrigste Werth = 3300 Kilogramme und davon nur der sechste Theil genommen, so erhält man $e = 0{,}0018\,(n-1)\,D$ Centimeter oder $1{,}8\,(n-1)\,D$ Millimeter, wozu man, wegen der sonst noch auf den Kessel wirkenden Kräfte eine constante Größe von 3 Millimeter beifügt.

Hierbei macht man noch, wie schon erwähnt, die Einschränkung, daß die Blechstärke 14 Millimeter nicht überschreiten dürfe, und nöthigt daher in solchen Fällen, wo die Formel auf einen höheren Werth führt, zur Annahme mehrerer Kessel statt eines einzigen. Nun scheint zwar eine weitere Vermehrung des Kesselbleches ganz unbedenklich, indem dadurch nur eine höchst unbedeutende Mehrerhitzung der äußeren Wand veranlaßt werden würde, da jedoch an den Nietstellen die Metalldicke 20 bis 25 Millimeter betragen kann und bei stärkeren Blechen auf 40 bis 50 Millimeter steigen würde, so ist diese Einschränkung zweckmäßig, um so mehr, da man selten einen besonderen Nutzen aus einer vermehrten Blechstärke ziehen kann. Bei der Dimensionirung eines Kessels handelt es sich nämlich meistens um die Erzielung der erforderlichen Heizfläche, wobei entweder der Durchmesser, oder die Länge des Kessels passend festzustellen sind. Nun kann man durch Vermehrung der Länge stets mit geringeren Kosten dieselbe Heizfläche erhalten, als durch Vermehrung des Durchmessers, weil weitere Kessel schwerer sind. Will man z. B. einen Kessel von 15 Quadratmeter Heizfläche haben und rechnet man den halben Umfang des Cylinders als die Heizfläche, so erhält man 15 Quadratmeter Heizfläche ebensowohl, wenn man einen Kessel von 1 Meter Durchmesser und 9,5 Meter Länge annimmt, als wenn man dem Kessel 1,5 Meter Durchmesser und 6,3 Meter Länge giebt. Bei 4 Atmosphären Spannung erhält man aber für den ersteren Kessel 10,2 oder 10,5 Millimeter Blechstärke und 2500 Kilogramme Totalgewicht, im letzteren Falle 13,8 oder 14 Millimeter Stärke und 3300 Kilogramme Gewicht, sodaß man bei einem Preise von 0,6 Francs pro Kilogramm im ersteren Falle 480 Frcs. Ersparniß machen wird. Es wird also stets vortheilhaft sein, den Kesseln mehr an Länge, als an Durchmesser zuzusetzen. Der größte zulässige Durchmesser findet sich übrigens annähernd, wenn man die Zahl 6 durch die Zahl der Atmosphären Ueberdruck dividirt.*)

Kesselprobe. — Die Kesselinspectoren haben sich vor allen Dingen darüber zu unterrichten, ob das Kesselblech die vorschriftsmäßige Stärke besitzt, sodann ist der Kessel mittelst der hydraulischen Presse einer in verschiedenen Ländern mehr oder weniger hoch normirten Probepressung zu unterwerfen, um zu untersuchen, ob das Metall keine fehlerhaften Stellen besitze und ob der Kessel dicht genug hergestellt sei. Bei dieser Probe wurde in Frankreich anfangs das Sicherheitsventil mit einer nach der dreifachen**) Normalspannung (unter welcher der Kessel arbeiten soll) berechneten Belastung beschwert, seit 1852 wird aber am Kessel ein Manometer angebracht, was insofern angemessener ist, als man daran weit sicherer die Maximalspannung, so wie während der Probe jede Spannung ablesen kann, bei welcher sich etwa Undichtheiten oder Brüche zeigen. Besteht ein Kessel die Probe, so wird er amtlich gestempelt.

Fabrikation der Kessel. — Das zu Kesseln verwendete Eisenblech muß von der besten Qualität sein; man sollte für die dem directen Feuer ausgesetzte Heizfläche nur Holzkohleneisen verwenden. Die Bleche werden warm gebogen und geformt; dann werden sie untereinander durch weißglühend gemachte Nieten, deren Durchmesser der doppelten Blechstärke gleich ist, und welche um 2 Durchmesser von einander entfernt sind, vernietet. Meist wendet man dabei einfache, seltener doppelte Vernietung an. Das Vernieten geschieht gewöhnlich per Hand, da man die Maschinenvernietung, welche übrigens in großen Etablissements, z. B. bei Maudslay, Fairbairn, Cavé u. s. w. in Gang ist, für weniger zuverlässig hält.

Dimensionirung der Kessel. — Bei der Bestimmung der Hauptdimensionen der Dampfkessel faßt man gewöhnlich nur die Größe der Heizfläche ins Auge, während doch die Größe des Dampf- und Wasserraumes nicht minder wichtige Elemente sind. Ist nämlich der Wasserraum zu klein, so sinkt der Wasserspiegel sehr rasch, was bei unachtsamen Feuerleuten sehr gefährlich werden kann, auch wird dann durch das Speisen eine sehr bedeutende Abkühlung des Wassers und ein starkes Sinken der Dampfspannung herbeigeführt. Letzteres kann bei hohen Spannungen sehr groß sein; arbeitet z. B. eine Maschine mit 5 Atmosphären Dampfspannung, so hat das Wasser eine Tempe-

*) Da 14 Millimeter die größte zulässige Blechstärke ist, so erhält man als Bedingungsgleichung für den größten zulässigen Durchmesser $1{,}8\,(n-1)\,D = 14 - 3 = 11$ oder $D = \frac{6{,}111}{n-1}$ Centimeter In unserer Quelle steht fälschlich $\frac{11}{n-1}$ D. Red.

**) Zweckmäßiger ist es jedenfalls, wenn die Probebelastung nicht so hoch genommen wird, weil der Kessel darunter leiden kann.

ratur von 152 Graden und sinkt diese Temperatur nur um 4 Grad, so nimmt die Spannung der Dämpfe um eine halbe Atmosphäre ab. Diese Temperaturabnahme kann aber sehr leicht eintreten. Nimmt man z. B. eine Maschine von 20 Pferdekräften an, welche stündlich 400 Kilogramme Dampf oder 400 Liter Wasser braucht, mag das Speisewasser eine Temperatur von 30 Grad und das Wasser im Kessel die einer Spannung von 5 Atmosphären entsprechende Temperatur von 152° besitzen, auch alle Viertelstunden gespeist werden, so sind auf einmal 100 Liter Wasser mit 3000 Calories einzupumpen, welche mit 1900 Litern Wasser von 152° oder mit 288800 Calorien in Berührung treten und also dem ganzen Wasserquantum von 2000 Litern die mittlere Temperatur von $\frac{288800 + 3000}{2000} = 146^{0}$ mittheilen werden, und die Spannung von 5 Atmosphären wird auf $4^{1}/_{4}$ Atmosphären zurückgehen. Hätte dagegen der Wasserraum einen Inhalt von 4000 Litern gehabt, so würde die Vermischung des Speisewassers mit dem Kesselwasser eine Temperatur von $\frac{3900 \,.\, 152 + 3000}{4000} = 149^{0}$ bewirkt haben und die Spannung wäre nur auf 4,6 Atmosphären gesunken. Hierbei ist allerdings derjenigen Wärmemenge, welche während der auf circa 5 Minuten zu veranschlagenden Zeit des Speisens dem Kesselwasser durch die Feuerung zugeführt wird, nicht Rechnung getragen, jedoch ändert sich dadurch die Rechnung nicht wesentlich, weil ja diese Wärme auf die Erzeugung der in dieser Zeit consumirten Dampfmenge verwendet wird.

Aus diesen Betrachtungen folgt, daß man den Wasserraum ja nicht zu klein machen dürfe. Bède ist der Ansicht, daß man ihn nicht zu groß machen könne, vorausgesetzt, daß dadurch der Inhalt des Dampfraumes nicht beeinträchtigt werde. Sind Vorwärmer vorhanden, so ist ihr Inhalt dem Wasserraume gut zu rechnen; hat das Speisewasser schon eine höhere Temperatur, so vermindert sich überhaupt die Wichtigkeit eines großen Wasserraumes, ebenso kann durch eine sehr regelmäßige Speisung, namentlich durch continuirliche Speisung, auch bei beschränktem Raume eine ziemlich gleichförmige Temperatur im Kessel erhalten werden. Jedoch wird es in allen Fällen gut sein, nach Art der Cornischen Kessel dem Wasserraume mindestens den achtfachen Inhalt der stündlich gebrauchten Speisewasser zu geben. Bei Locomotiv- und Schiffskesseln kann man bis auf das Sieben- und Sechsfache herabgehen. Rechnet man nun einen stündlichen Wasserverbrauch von 25 Liter pro Pferdekraft, was als ein hoher Ansatz anzusehen ist, so müßte man hiernach dem Wasserraume einen Inhalt von 200 Liter pro Pferdekraft geben.

Auch der Dampfraum muß ferner genügende Dimensionen erhalten, damit nicht bei jedem Dampfkolbenspiele eine merkliche Spannungsabnahme eintreten könne. Eine solche ist nämlich sogar nachtheiliger, als die soeben betrachtete Abnahme der Spannung durch Abkühlung beim Speisen, und zwar deshalb, weil sie ein starkes Aufwallen des Wassers zur Folge hat, indem die im Wasser enthaltenen Dampfbläschen unter dem verminderten Drucke tumultarisch aufsteigen und Wassertheilchen mit sich reißen, welche oft erst im Cylinder abgesetzt werden. Durch dieses fortgerissene Wasser werden oft heftige Stöße im Cylinder verursacht, immer aber entspringt daraus ein wesentlicher Mehraufwand an Brennmaterial, und das beste Gegenmittel ist ein großer Dampfraum. Man rechnet daher auf den Dampfraum zehnmal so viel Inhalt, als das stündliche Speisewasserquantum beträgt, kann sich aber wohl ebenfalls mit 0,2 Cubikmeter Rauminhalt pro Pferdekraft begnügen, wie beim Wasserraume.

Es ist nunmehr noch von der Heizfläche zu sprechen, wobei die directe von der indirecten Heizfläche wohl zu unterscheiden ist. Jene ist bedeutend wirksamer, jedoch ist es schwer, ihre beiderseitige Verdampfungsfähigkeit durch Ziffern zu normiren. Man weiß zwar nach Beobachtungen an gußeisernen und kupfernen Kesseln, daß ein Quadratmeter Heizfläche im directen Feuer stündlich 100 Kilogramme Dampf erzeugt, während ein Quadratmeter der totalen Heizfläche 20 bis 30 Kilogramme Wasser verdampft, und man kann also, unter der Annahme, daß Eisenblech sich hierbei wie Gußeisen und Kupfer verhalte, hieraus schließen, daß ein Quadratmeter indirecte Heizfläche höchstens $^{1}/_{5}$ so viel leiste, als 1 Quadratmeter directe Heizfläche, aber diese Ziffern sind noch ziemlich unsicher. Nur so viel ergiebt sich hieraus mit Gewißheit, daß die bloße Vergrößerung der indirecten Heizfläche ohne wesentlichen Nutzen sein wird, sofern nicht auch die über dem Roste liegende directe Heizfläche entsprechend vergrößert wird, und daß die Verlängerung des Rostes um 1 Meter mehr Nutzen schaffen wird, als die Verlängerung des Kessels um 5 Meter.

Auch die Lage der Kesseloberfläche gegen die Flamme und die abziehenden Gase ist jedenfalls von wesentlichem Einfluß. Betrachtet man zunächst die Mittheilung der Wärme an das Metall des Kessels, so scheint es zwar, daß dieselbe nur von der Temperaturdifferenz abhängig sein könne, indessen wird Niemand daran zweifeln, daß ein über dem Feuer liegendes Siederohr auf seiner unteren Fläche mehr Wärme aufnimmt, als auf seiner oberen und ebenso ist es einleuchtend, daß die Mittheilung der Wärme von der Geschwindigkeit, mit welcher die Gase an der Fläche hinstreichen, abhängig sein wird, daß aber diese Geschwindigkeit selbst ebenso abhängig sein wird von der Gestalt und dem Querschnitte der Züge, als die Geschwindigkeit der

verschiedenen Fäden eines Wasserstromes abhängig ist von der Gestalt seines Bettes.*)

Die Lage der Kesseloberfläche kommt aber auch in Bezug auf die Mittheilung der Wärme aus dem Blech an das Wasser in Frage, indem sich an den Wänden Dampfbläschen bilden, welche zwischen dem Wasser und der Kesselwand eine die Wärmemittheilung hindernde Zwischenlage bilden. Es werden deshalb die von oben geheizten Flächen weniger günstig sein, als die von unten geheizten, weil die Dampfbläschenschicht dort weniger leicht entweichen kann, als an der unteren Kesselfläche und man muß solche Flächen daher etwas neigen.

Die Größe der totalen Heizfläche wird gewöhnlich unter der Annahme bestimmt, daß ein Quadratmeter Heizfläche bei mäßigem Feuer 20 Kilogramme Dampf pro Stunde entwickeln könne, und da andererseits eine gute mit Expansion und Condensation arbeitende Dampfmaschine pro Stunde und pro Pferdekraft 15 bis 20, eine Maschine ohne Expansion, aber mit Condensation 20 bis 25, eine Maschine mit Expansion, aber ohne Condensation 25 bis 30, und endlich eine Maschine ohne Expansion und ohne Condensation 30 bis 35 Kilogramme Dampf consumirt, so hat man bei Dampfmaschinen

mit Expansion	mit Condensation	0,75	bis	1	Quadratmet.	
ohne "	mit "	1	"	1,25	"	"
mit "	ohne "	1,25	"	1,50	"	"
ohne "	ohne "	1,5	"	1,75	"	"

Heizfläche pro Pferdekraft zu rechnen.

Indessen geben die Maschinenbauer selbst bei den besten Maschinen fast nie eine geringere Heizfläche als 1 Quadratmeter, da große Heizflächen durchaus für die Brennmaterialersparniß wichtig sind, und wenn man einmal bei den Dampfmaschinen die Mehrkosten, welche die Anschaffung und Unterhaltung der Expansions- und Condensations-Maschinen den einfacheren Maschinen gegenüber verursacht, nicht scheut, so sollte man auch bei den Kesseln nicht geizen und dieselben stets so proportioniren, daß 1,5 Quadratmeter Heizfläche pro Pferdekraft vorhanden wären. Daß diese Größe noch keineswegs übertrieben ist, zeigen die Cornischen Dampfkessel, bei denen die Heizfläche oft 2, ja 5 Quadratmeter pro Pferdekraft beträgt.**)

*) Bède spricht sich hier nicht genauer darüber aus, wie groß diese Einflüsse sein könnten. Unserer Ansicht nach ist auch besonders viel Werth auf die Einflüsse der Strahlung und Reflexion der Wärme zu legen. D. Red.

**) Fairbairn giebt in seinem mehrerwähnten Werke „Useful information etc." sehr spärliche Notizen über diesen Gegenstand. Er empfiehlt zwischen der Rost- und Heizfläche das Verhältniß 1:18 und zwischen dem Totalinhalte und der Heizfläche das Verhältniß 1:1 herzustellen. Letzteres Verhältniß ist wohl nur bei Kesseln mit Feuerrohren zu erreichen; bei einfachen Cylinderkesseln würde es nur bei einem Durchmesser von 2 Fuß vorhanden sein. D. Red.

Von den verschiedenen Kesselsystemen. — Wenn man von den ältesten, jetzt nicht mehr gebräuchlichen Kesselformen absieht, so kann man 7 Hauptsysteme von Dampfkesseln unterscheiden, und zwar:

1. Einfache Cylinderkessel,
2. Cylinderkessel mit Sieder öhren,
3. Cylinderkessel mit Vorwärmeröhren,
4. Kessel mit inneren Zügen,
5. Kessel mit innerer Feuerung,
6. Kessel mit innerer Feuerung und inneren Zügen,
7. Röhrenkessel.

Außerdem werden noch die noch nicht genügend geprüften und in die Praxis eingeführten eigenthümlichen Kesselconstructionen von **Belleville**, **Boutigny**, **Testüd de Beauregard** u. A. zu besprechen sein.

Einfache Cylinderkessel. — Obwohl hierunter streng genommen nur die Kessel mit kreisförmigem Querschnitt gerechnet werden können, so nimmt **Bède** doch auch die **Watt**'schen Wagenkessel mit in diese Klasse auf, deren oberster Theil ein Halbcylinder ist, während die Seitenwände und der Boden durch concave Wände gebildet werden. Er vertheidigt dieselbe gegen Diejenigen, welche diese Kesselform als veraltet und unvollkommen verwerfen, indem er zwar zugiebt, daß dieselben, wegen ihrer leicht verbiegbaren Form, nur bei niedrigem Drucke anwendbar seien, zugleich aber auch darauf aufmerksam macht, daß sie in Bezug auf Brennmaterialersparniß mit vielen unserer besten Dampfkesselformen rivalisiren könnten.

Die eigentlichen Cylinderkessel geben nur die halbe Oberfläche als Heizfläche, und man erhält daher letztere wenn man den Durchmesser mit $\frac{\pi}{2} = 1,57$ multiplicirt.*)

Für den Durchmesser geben die gesetzlichen Bestimmungen eine äußerste Grenze, man thut aber, wie bereits oben nachgewiesen wurde, wohl, dem Kessel so viel Länge als möglich zu geben und den Durchmesser hiernach zu bestimmen. Hat man z. B. einen Dampfkessel für eine fünfpferdige Maschine zu construiren und kann man demselben 6 Meter Länge geben, so erhält man die erforderliche Heizfläche von $5 \cdot 1,5 = 7,5$ Quadratmeter, wenn man dem Kessel einen Umfang von $\frac{7,5}{6} = 1,25$ Meter oder 0,8 Meter Durchmesser giebt. Die Blechstärke muß sodann bei 4 Atmosphären Dampfspannung 9 Millimeter betragen. Nimmt man einen größeren Durchmesser und weniger Länge, so erhält man einen schwereren, also kostspieligeren Kessel, welcher nur den Vorzug hat, daß er einen größeren Wasser- und Dampf-

*) Eigentlich muß auch noch die Fläche einer Endfläche zur Heizfläche hinzugerechnet werden; da dieselbe aber nur etwa 5 Procent von der Heizfläche ausmacht, so ist es bequemer, dieselbe außer Ansatz zu lassen. D. Red.

raum bietet. Der Inhalt des Kessels wächst nämlich wie das Quadrat des Durchmessers, während die Heizfläche einfach wie der Durchmesser wächst. Allein der obige Kessel bietet bereits einen genügenden Inhalt, denn da das Wasser ungefähr $^2/_3$ des Inhaltes einnimmt, so hat man

$$^2/_3 \cdot 3{,}14 \cdot \frac{0{,}8^2}{4} \cdot 6 = 2 \text{ Cubikmeter}$$

oder 2000 Liter Inhalt für den Wasserraum, während wir nach der oben gefundenen Regel nur 5 . 200 = 1000 Liter Inhalt für den Wasser- und Dampfraum bedürfen.

Um einen größeren Dampfraum zu beschaffen, wird in den meisten Fällen die Anbringung eines Mannhutes oder Domes als Dampfreservoir sehr nützlich sein. Diese Reservoirs gewähren nebenbei noch den Nutzen, daß die Einmündung des Dampfrohres entfernter vom Wasserspiegel zu liegen kommt.*) Sie können $^2/_3$ des Durchmessers des Kessels zum Durchmesser und zur Höhe bekommen und sind am vortheilhaftesten auf dem hinteren Ende des Kessels anzubringen, weil das Sieden daselbst schwächer und weniger Gefahr für Fortreißen des Wassers vorhanden ist.

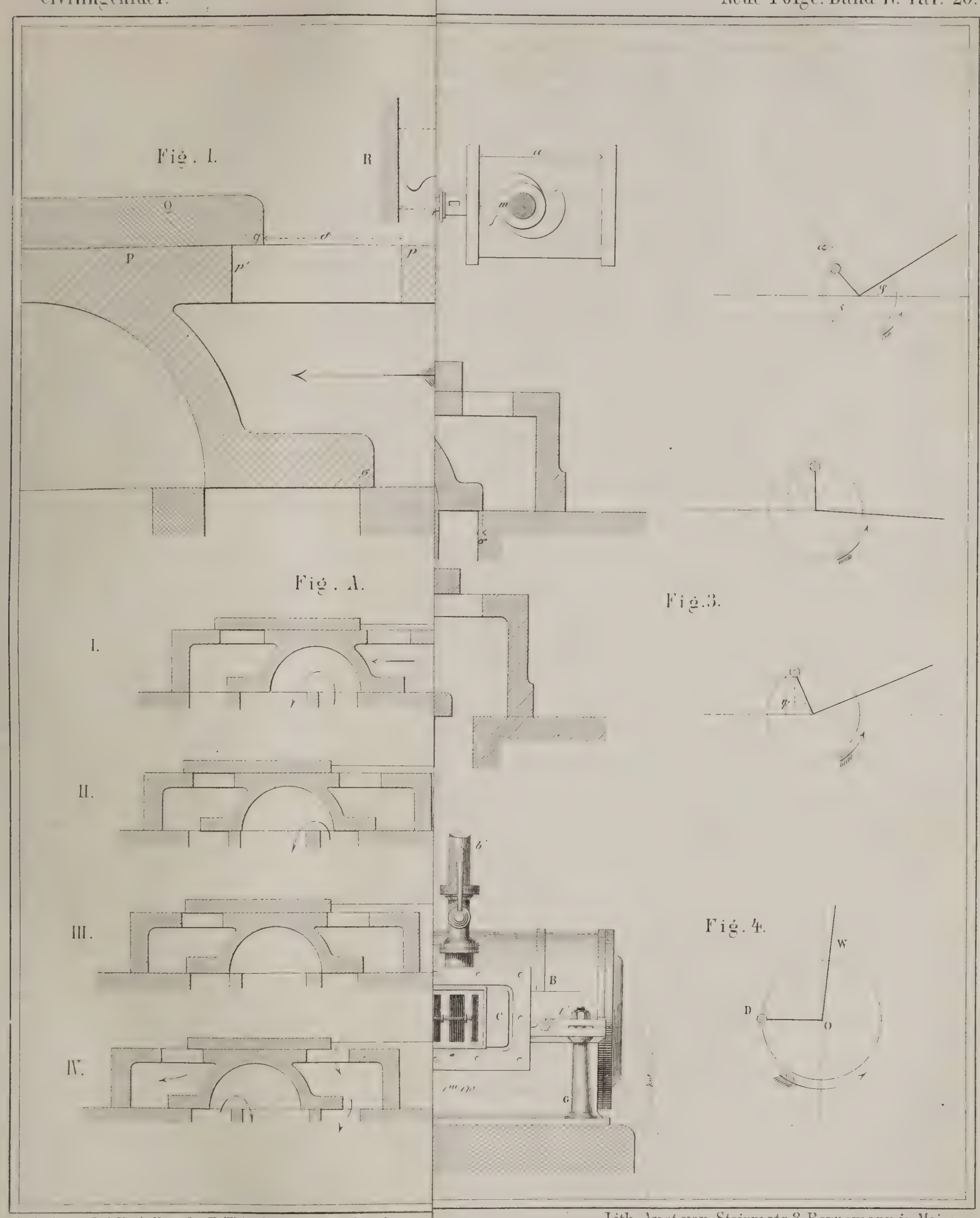
Die Kessel können einen geraden Zug oder einen einfach gebrochenen oder einen zweifach gebrochenen Zug erhalten. Hierbei entsteht nun die Frage, ob es zweckmäßiger sei, die ganze Heizfläche (d. h. die halbe Umfläche des Kessels) auf einmal von der Flamme und Feuerluft bestreichen zu lassen und die letztere dann direct in die Esse zu führen, oder die Heizfläche in mehrere Theile zu zerlegen und die Flamme auf einem längeren Wege mit einer oder mehreren Brechungen der Richtung daran hinzuführen.

Die Beantwortung dieser Frage wäre nicht zweifelhaft, wenn in diesen drei Fällen die Querschnitte der Canäle gleich wären. Es ist aber der Querschnitt eines geraden Zuges größer, als derjenige, welchen die Züge erhalten, wenn dieselben erst unter dem Kessel hin und dann neben dem Kessel rückwärts geführt werden, und diese sind immer noch größer, als die Querschnitte bei zweifach gebrochenem Zuge. Wären sie gleich, so würde im letzten Falle die Dauer der Berührung derselben heißen Luftmasse mit dem Kessel dreimal so größ sein, als beim geraden Zuge, weil die Geschwindigkeit der Bewegung, welche durch die Esse bestimmt wird, dieselbe bliebe, wenn man nämlich von dem Unterschied der Temperatur in den Zügen absieht, welcher diese Zeitdauer noch beträchtlich erhöhen würde; und weil die Wärme der Feuerluft um so besser ausgenutzt werden wird, je länger sie mit dem Kessel in Berührung bleibt, so muß man entweder lange Züge anwenden, oder einem kürzeren geraden Zuge den nämlichen Querschnitt geben, als die Summe der Querschnitte der Canäle bei gebrochenen Zügen ausmachen würde.

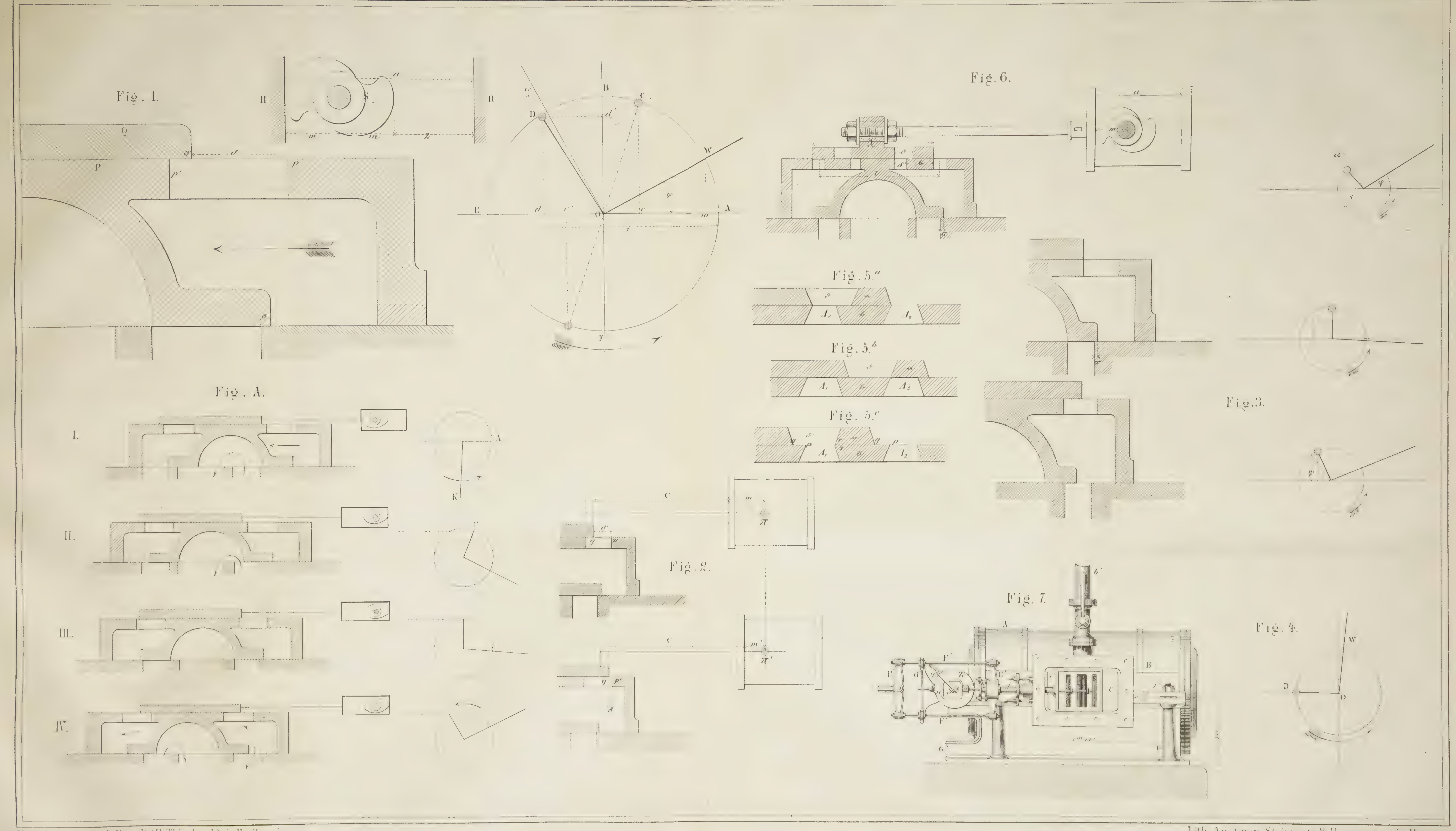
Befolgt man diese Regel und giebt man den Canälen überhaupt zweckmäßige Dimensionen, so ist die Zahl ohne wesentlichen Einfluß, doch scheint es zweckmäßiger, mehrere Züge anzuwenden, anstatt eines einzigen, weil die Befürchtung entsteht, daß die Feuerluft in einem solchen Zuge den ganzen Querschnitt nicht gleichförmig ausfüllen, sich vielmehr darin die Erscheinung eines Stromstriches zeigen möchte. Andererseits ist die Anwendung eines einzigen Zuges bezüglich der Raumersparniß sehr vortheilhaft, indem die an den Seiten des Kessels hinstreichenden Züge dem Kesselofen eine größere Breite geben. Natürlich ist bei dieser Frage auch die Lage der Esse maßgebend, indem bei dem geraden und dem doppelt gebogenen Zuge die Esse am hinteren Kesselende stehen muß, wogegen ein Zug mit einfacher Wiederkehr nöthig ist, wenn die Esse vorn steht.

(Fortsetzung folgt.)

*) Wichtig ist auch der Vortheil, daß die Sicherheitsapparate, Dampf-, Speise- und Ausblaserohre sämmtlich daran angebracht und die Kessel mit so vielfachen Durchlöcherungen verschont, daher auch besser eingepackt werden können. D. Red.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Die Principien der Daumensteuerung.

Von

M. Eyth,

Ingenieur in Berg bei Stuttgart.

(Hierzu Tafel 26.)

Die mechanische Anordnung dieser Steuerung, welche im Wesentlichen den in der „Publication industrielle par M. Armengaud aîné“ enthaltenen Anleitungen*) entsprechend in der Maschinenfabrik von G. Kuhn in Stuttgart ausgeführt wird, ist folgende:

Der Steuerungsschieber P (Fig. 1), der sich von einem gewöhnlichen Schieber nur dadurch unterscheidet, daß der innere hohle Raum in demselben, durch welchen der Dampf in den Cylinder tritt, in 2 Kammern getheilt ist, wird durch ein gewöhnliches Excenter, dessen Halbmesser = OA angenommen werde, bewegt. Auf demselben liegt, durch Federn und den Dampfdruck angepreßt, der Expansionsschieber Q; für den einfachsten Fall, wo zu jeder Kammer im Steuerungsschieber nur 1 Schlitz führt, ohne Schlitze, indem er den Abschluß durch seine äußeren Kanten bewirkt. Eine Schieberstange die (s. die „Publication industrielle par Armengaud aîné“, IX. vol., pag. 238 etc.) ohne Reibung aus dem Schieberkasten tritt, verbindet ihn mit einem Rahmen R. Während der Bewegung wird er so lange ruhig auf dem Steuerungsschieber liegen bleiben, als es der Daumen S in dem Rahmen erlaubt; erfolgt zwischen Daumen und Rahmen ein Anstoß, so bleibt der Expansionsschieber absolut ruhig, kommt also relativ gegen den Steuerungsschieber in Bewegung, indem sich letzterer unter ihm wegschiebt. Dadurch wird die Oeffnung im Steuerungsschieber geschlossen und beim Rückgang in ähnlicher Weise wieder geöffnet werden.

Es erhellt sogleich, daß der Abschluß um so eher erfolgt, je früher der Anstoß zwischen Rahmen und Daumen stattfindet, je länger bei sonst gleicher Einrichtung der Daumen ist. Durch das bloße Drehen einer entsprechend construirten Scheibe (Daumen), die dadurch das Spiel zwischen Daumen und Rahmen vergrößert oder vermindert, kann also eine Veränderung der Expansion erzielt werden, und zwar während des Ganges der Maschine, was der eigentliche Zweck der Einrichtung ist.

Genau genommen ist bekanntlich der Weg des Kolbens der Maschine nicht identisch mit dem Wege der Projection des Kurbelzapfenmittelpunktes auf die Richtung der Kolbenbewegung, da die Kolbenstange beim Vor- und Rückgang eine Verkürzung, resp. Verlängerung des Kolbenweges gegenüber dem Weg obiger Projection hervorbringt. Dasselbe gilt bei dem durch eine Schubstange bewegten Schieber. In der Praxis jedoch ist es in Betreff der Genauigkeit der Resultate vollständig genügend anzunehmen:

Daß die Bewegung des Kolbens und des Steuerungsschiebers identisch ist mit der Bewegung der Projection, resp. des Kurbelzapfen- und Excentermittelpunktes auf die Richtung der Bewegung von Kolben- und Steuerungsschieber.

Allgemeine Betrachtung der Bewegung.

Steht (s. Fig. 1) der Excentermittelpunkt in A, so wird, wenn überhaupt während der Bewegung des Ganzen ein Anstoß des Rahmens an den Daumen stattgefunden hat, unmittelbar vor der entsprechenden extremen Stellung des Schiebers der Rahmen an den Daumen angestoßen haben, und zwar so, wie es die Figur darstellt.

Gehen Kurbel und Excenter weiter, so läuft der Steuerungsschieber und mit ihm zunächst ungehindert durch den Daumen der Expansionsschieber in der Richtung des Pfeiles so lange fort, bis der Rahmen anstößt. In diesem Augenblicke sei das Excentermittel in C angelangt; die Schieber haben also eine Strecke = cA zurückgelegt, welche noth-

*) Da diese Einrichtung vielleicht unseren Lesern nicht mehr ganz gegenwärtig sein möchte, und da auf Taf. 26 noch genügender Raum vorhanden ist, so hat die Redaction es für passend gehalten, in Fig. A die im „Civilingenieur“, Bd. II, Taf. 12, bereits gegebene Ansicht der Bourdon'schen Ausführung dieser Steuerung zu wiederholen. Der Schieberkasten ist aufgedeckt dargestellt und die Schieber sind herausgenommen gedacht. D ist die Excentricstange, welche den aus den Traversen E und den Stäben F gebildeten Rahmen, der durch die Führungen G getragen wird, hin- und herbewegt. Mit der hinteren Traverse E ist die hohle Steuerschieberstange j verbunden, deren Stopfbüchse bei k ersichtlich ist und die schwache Expansionsschieberstange l heraustreten läßt. Letztere endigt in dem kleinen Rahmen u, welcher die Expansionsdaumenwelle umfaßt. An dieser Welle sitzen die beiden Daumen v und ein Hebel y, welcher vor der getheilten Scheibe Z vorbeistreicht und durch dessen Drehung der Expansionsgrad abgeändert wird. Der Rahmen u folgt der Bewegung des Steuerschiebers, bis er von einem der Daumen festgehalten wird, was aber die hohle Steuerschieberstange nicht ebenfalls anhält, da sie sich mit ihrer Stopfbüchse an der Expansionsschieberstange fortbewegen kann.

D. Red.

wendig der ursprünglichen Weite zwischen Rahmen und Daumen gleich sein muß.

Von jetzt an schiebt sich der Steuerungsschieber zwischen dem ruhig bleibenden Expansionsschieber dermaßen weg, daß die ursprüngliche Dampfdurchgangsöffnung δ immer kleiner und endlich $= 0$ wird. In diesem Augenblicke der Dampfabsperrung stehe der Excentermittelpunkt in D. Der Steuerungsschieber hat also den Weg cd zurückgelegt, der offenbar $= \delta$ sein wird.

In der Richtung der bisherigen Bewegung hat der Steuerungsschieber noch eine Strecke = dE zu durchlaufen, während der Expansionsschieber fortwährend ruhig bleibt. Um diese Länge wird daher nothwendig im Augenblick, wo der Rückgang der Schieber eintritt, der Expansionsschieber den Schlitz im Steuerungsschieber überdecken.

Es ist leicht begreiflich, daß die Schlitze so angebracht werden können, daß jetzt, beim Rückgang des Steuerungsschiebers, auf der linken Seite desselben und bei der dort befindlichen Oeffnung ganz dieselben Erscheinungen eintreten, wie wir sie bisher rechts beobachtet haben. Hier, auf der rechten Seite, wird der Schlitz zunächst ruhig überdeckt bleiben, so lange der Daumen nicht anstößt, mithin so lange, bis der Schieber nothwendig einen Weg = Ec' = Ac zurückgelegt hat, denn der Spielraum zwischen Rahmen und Daumen bleibt derselbe. Dann wird die Ueberdeckung kleiner werden und verschwinden, wenn der Schieber einen weiteren Weg = Ed zurückgelegt hat, die Dampfdurchgangsöffnung wird größer, bis sie endlich im Augenblick, wo der Excentermittelpunkt wieder in A angelangt ist, wie im Anfang $= \delta$ sein muß.*)

Bekanntlich steht, in der Richtung der Bewegung betrachtet, die Mittellinie der Kurbel um 1 R + der Voreilung hinter dem Halbmesser des Excenters. Wenn somit der Kolben noch nicht ganz auf halbem Hube steht, steht das Excentermittel im höchsten und damit der Schieber im extremsten Stand. Wollte man nahezu zweifach expandiren, so dürfte der Abschluß erst erfolgen, wenn die Kurbel auf halbem Hube steht, wollte man noch weniger expandiren, so dürfte der Abschluß noch später erfolgen. Man sieht aber sogleich, daß im ersteren Falle die Ueberdeckung $= 0$ wird, im zweiten Falle gar kein Abschluß erfolgen kann.

Man kann somit nie weniger, als nahezu zweifach expandiren, eine Bedingung, die sich in der Folge noch bestimmter herausstellen wird.

Oeffnet ferner der Expansionsschieber beim Rückgang den Schlitz (wir betrachten immer nur den rechts liegenden Schlitz), ehe der Steuerungsschieber den Canal in dem Cylinder geschlossen, so bekommt man ebenfalls Gegendampf. Der Steuerungsschieber schließt diesen Canal, wenn das Excenter nahezu auf halbem Hube steht, d. h. der Steuerungsschieber auf seinem Rückgang eine Strecke = dem Radius des Excenters zurückgelegt hat. Das Oeffnen durch den Expansionsschieber tritt ein, wenn der Steuerungsschieber eine Strecke = dem Spielraum zwischen Rahmen und Daumen + der Ueberdeckung (s. oben) zurückgelegt hat. Es muß also immer dieser Spielraum + der Ueberdeckung $\overline{>}$ sein, als der Halbmesser des Excenters —; (genauer genommen: als der Halbmesser — der Ueberdeckung des Steuerungsschiebers σ [s. weiter unten]).

Im Uebrigen wird der Abschluß von der Länge des Daumens abhängen. Er wird, bei sonst gleichen Verhältnissen, um so früher erfolgen, je eher der Anstoß zwischen Daumen und Rahmen eintritt, je größer also der Daumen ist.

Bestimmung von δ.

Bezeichnen wir mit

r den Halbmesser des Excenters (Fig. 1);
α den Voreilungswinkel;
σ die Ueberdeckung des Steuerungsschiebers;
n den Expansionsgrad;
δ die Weite der Dampfdurchgangsöffnung im Rücken des Steuerungsschiebers (die Entfernung der Kante p von q);
Δ die wirkliche Schlitzweite (die Entfernung der Kante p_1 von p);
φ den Winkel, den im Augenblicke der Dampfabsperrung die Kurbel mit der Richtung der Kolbenbewegung macht (Winkel AOW);
s den Weg Ad, den bis zu diesem Augenblicke die Projection des Excentermittelpunktes und somit auch der Steuerungsschieber in der Richtung des Pfeiles gemacht hat;
a die lichte Weite des Rahmens;
k den Spielraum, den der Daumen im Rahmen übrig läßt;
m die halbe Länge des Daumens;
i die Ueberdeckung des Expansionsschiebers.

*) Zu mehrerer Verdeutlichung des Vorganges sind in Figur B auf Taf. 26 die wichtigsten Stellungen der Schieber verzeichnet. In der ersten Stellung befindet sich der Excentricmittelpunkt bei A im äußersten Ausschube nach rechts und die Kurbel bei K nahe dem halben Hube. Der Dampf expandirt also links und der Dampf rechts vom Kolben tritt aus. In der Stellung II, wo der Mittelpunkt des Excenters so weit nach links gegangen ist, daß der Rahmen der Expansionsschieberstange an den rechten Daumen angestoßen ist, findet immer noch derselbe Vorgang im Cylinder statt und der Kolben ist nahe am Ende des Hubes. In der Stellung III ist das Excenter in der mittleren Stellung, der Dampfkolben fast am Ende angelangt und sobald die Kurbel um den Voreilungswinkel weiter gegangen sein wird, strömt rechts Dampf ein, während links der Dampfaustritt eröffnet wird. In Stellung IV sind diese Dampfcanäle geöffnet und das Excenter hat nur noch einen kleinen Theil seines Hubes zurückzulegen, während der Dampfkolben bereits rückwärts geht.

D. Red.

Ferner sei C der Excentermittelpunkt im Augenblick des Anstoßes zwischen Daumen und Rahmen, D derselbe im Augenblicke des Abschlusses und OW die Stellung der Kurbel in diesem Moment. Das Uebrige ergiebt sich aus der Figur.

Zunächst haben wir:

$$Aw = \frac{2r}{n},$$

$$Ow = r - Aw = r - \frac{2r}{n},$$

$OW = r$, somit immer

$$\cos\varphi = \frac{Ow}{OW} = \frac{r - \frac{2r}{n}}{r} \text{ oder}$$

(1) $$\cos\varphi = \frac{n-2}{n}.$$

Wie sehr leicht nachzuweisen, ist:

$$\angle BOD = \varphi + \alpha, \text{ somit}$$

$$Dd_1 = Od = r\sin(\varphi+\alpha) \text{ und}$$

$$Ad = s = r + r\sin(\varphi+\alpha).$$

Aus obigen Betrachtungen der Bewegung ergiebt sich unmittelbar:

$$Ac = k,$$

$$cd = \delta, \text{ also}$$

$$Ad = k + \delta, \text{ demnach}$$

(2) $$s \text{ oder } r + r\sin(\varphi+\alpha) = k + \delta.$$

Immer ist nun

$$2m + k = a, \text{ also}$$

$$m = \frac{a-k}{2}, \text{ somit}$$

(3) $$m = \frac{a + \delta - [r + r\sin(\varphi+\alpha)]}{2}.$$

Hiernach könnte man δ ganz beliebig wählen und darnach für jedes bestimmte n und φ die Größe von m berechnen.

Bestimmung von m.

Aus constructiven Gründen wird der Mittelpunkt des Daumens constant bleiben, ferner ist die Stellung des Steuerungsschiebers im mittleren Stand des Excenters immer dieselbe, also (s. Fig. 2) z. B. auch die Lage der Kante p; somit ist die Entfernung des Daumenmittelpunktes von dieser Kante in diesem Augenblick bei jeder Expansion die gleiche.

Ebenso ist durch die Schubstange der Rahmen mit dem Expansionsschieber fest verbunden, sodaß die Entfernung c der Kante des Expansionsschiebers q von der Rahmenkante constant bleibt. Wir haben daher jedenfalls, wenn für einen anderen Expansionsgrad δ_1 die Weite der Durchgangsöffnung im Rücken des Steuerschiebers bedeutet,

$$p\pi = p_1\pi_1, \text{ oder}$$

$$m + c - \delta = m' + c - \delta'$$

$$m - \delta = m' - \delta'.$$

Nun wird sich zu jeder Expansion nach obiger Formel ein s berechnen, und wir finden

$$m = \frac{a-k}{2}, \qquad m' = \frac{a-k'}{2}.$$

Nach (2) ist:

$$k = s - \delta, \qquad k' = s' - \delta',$$

somit

$$m = \frac{a - s + \delta}{2}, \qquad m' = \frac{a - s' + \delta'}{2}.$$

Dies in obige Gleichung substituirt, giebt:

$$\frac{a - s + \delta}{2} - \delta = \frac{a - s' + \delta'}{2} - \delta',$$

woraus folgt:

$$s + \delta = s' + \delta', \text{ oder}$$

(4) $$\delta' = \delta + (s - s').$$

s' wird um so größer, je kleiner der Grad der Expansion wird (das Maximum von s' bei nahezu zweifacher Expansion ist $2r$). Man wird also eine um so kleinere Oeffnung von δ' erhalten, je größer s' und je kleiner der Grad der Expansion ist. — Um keine zu kleine Expansion zu erhalten, ist es daher rathsam, den niedrigsten verlangten Grad der Expansion zu Grunde zu legen, das entsprechende s zu suchen und nun δ passend zu wählen. Bei allen anderen Expansionen wird man dann ein größeres δ erhalten, indem immer

$$\delta' = \delta + (s - s') \text{ bleibt.}$$

Es ergiebt sich daraus, da

$$k' = s' - \delta'$$

$$= s' - \delta - s + s'$$

$$= 2s' - s - \delta \text{ und}$$

$$m' = \frac{a-k'}{2} \text{ ist,}$$

$$m' = \frac{a - 2s' + s + \delta}{2} = \frac{a - 2s' + (s - \delta) + 2\delta}{2}.$$

Da aber $s - \delta = k$ und $k = a - 2m$, so wird

$$m' = \frac{a - 2s' + a - 2m + 2\delta}{2} = (a + \delta - m) - s',$$

oder

(5) $$m' = (a + \delta - m) - r[1 + \sin(\varphi+\alpha)].$$

Diese Gleichung läßt sich noch durch Substitution von m aus (3) dahin umformen:

$$m' = \frac{1}{2}\Big(a + \delta - r[1 - \sin(\varphi_{min} + \alpha)] - 2r\sin(\varphi+\alpha)\Big).$$

Doch erleichtert dies die Berechnung nicht.*)

*) Mit φ_{min} und φ_{max}, δ_{min} und δ_{max}, s_{min} und s_{max}, n_{min} und n_{max} bezeichnen wir die den kleinsten und größten Expansionsgraden entsprechenden Werthe von φ, δ, s und n.

Bedingungen bei der Wahl von δ.

Es wurde oben für rathsam erklärt, der Wahl von δ den mindesten Expansionsgrad zu Grunde zu legen. Derselbe bestimmt sich genau folgendermaßen:

Der spätmöglichste Abschluß durch den Expansionsschieber wird der Natur der Sache nach dann stattfinden, wenn derselbe in dem Augenblicke eintritt, wo das Excentermittel seine extremste Stellung in der Richtung der Schieberbewegung (s. Fig. 4) erreicht hat. Dann steht, wie immer, die Kurbel um $R + \alpha$ zurück, und es ist:

$$\varphi = (R - \alpha), \text{ und da}$$

$$\cos\varphi = \frac{n-2}{n}, \text{ so muß}$$

$$\cos(R-\alpha) = \frac{n-2}{n}, \text{ woraus}$$

$$n - 2 = n \,.\, \sin\alpha,$$

$$n - n \,.\, \sin\alpha = 2 \text{ und}$$

$$n_{min} = \frac{2}{1-\sin\alpha} \text{ folgt.}$$

n_{max} könnte theoretisch so weit getrieben werden, als man will, wird aber natürlich im höchsten Fall $= 20$ genommen werden.

Bei der Beobachtung der Bewegung wurde die Bedingung gefunden:

daß die Ueberdeckung + dem Spielraum zwischen Daumen und Rahmen immer $\overline{>}$ sein muß, als der Halbmesser des Excenters — der Ueberdeckung des Steuerungsschiebers, d. h.

$$i + k \overline{>} r - \sigma.$$

Es ist nun aus geometrischen Gründen

$$i \text{ oder } E\,d = r - r \,.\, \sin(\varphi + \alpha), \text{ somit soll}$$

$$r - r\sin(\varphi + \alpha) + k \overline{>} r - \sigma,$$

$$r\sin(\varphi + \alpha) \overline{<} k + \sigma \text{ sein.}$$

Es ist aber

$$k = s - \delta \text{ und}$$

$$s = r + r\sin(\varphi + \alpha),$$

somit ist

$$r\sin(\varphi + \alpha) \overline{<} r + r\sin(\varphi + \alpha) - \delta + \sigma,$$

oder immer

$$\delta \overline{<} r + \sigma \text{ und namentlich}$$

$$\delta_{max} \overline{<} r + \sigma \text{ zu nehmen.}$$

Nun hatten wir früher die Gleichung (4):

$$\delta' = \delta + (s - s')$$

$$= \delta + r\sin(\varphi + \alpha) - r\sin(\varphi' + \alpha),$$

dies giebt unmittelbar:

$$\delta_{max} = \delta_{min} + r\sin(\varphi_{min} + \alpha) - r\sin(\varphi_{max} + \alpha),$$

und somit verlangt obige Bedingung:

$$\delta_{min} + r\sin(\varphi_{min} + \alpha) - r\sin(\varphi_{max} + \alpha) \overline{<} r + \sigma,$$

oder endlich:

$$\delta_{min} \overline{<} r + \sigma + r\left[\sin(\varphi_{max} + \alpha) - \sin(\varphi_{min} + \alpha)\right].$$

Hat man diesen Bedingungen gemäß δ_{min} gewählt, so ergiebt sich nach unseren oberen Formeln (3) m_{min} und daraus für jedes n das entsprechende m [Formel (5)].

Schlitzweite und Länge des Expansionsschiebers.

Die wirkliche Schlitzweite $\varDelta$ wird man natürlich nie kleiner, als δ_{min} machen; sie größer zu machen, ist nicht wesentlich von Interesse; denn genügt die Oeffnung für den geringsten Grad der Expansion, wo am meisten Dampf einzuströmen hat, so wird sie auch für einen geringeren Dampfbedarf hinreichen. Wir möchten daher als Regel aufstellen:

$$\varDelta = \delta_{min} \text{ zu machen.}$$

Ist l die Entfernung der Mittellinien beider Schlitze im Rücken des Steuerungsschiebers (eine ganz beliebige Größe), so ist nothwendig die Länge des Expansionsschiebers:

$$\lambda = l,$$

was sogleich klar wird, wenn man die Stellung des Schiebers während der geringsten Expansion betrachtet, wo er auf der einen Seite keine Ueberdeckung giebt, auf der anderen aber den Schlitz $\varDelta = \delta_{min}$ gerade frei läßt. Geht man aber mit der Expansion nicht bis zu diesem äußersten Grad, so ist immer noch Ueberdeckung vorhanden, und man hat

$$\lambda = l + i_{min} = l + r - r\sin(\varphi_{min} + \alpha).$$

Die größte Dampfdurchgangsöffnung.

Während die Oeffnungen, die vom Expansionsschieber abhängen, abnehmen, werden die Canäle, die vom Steuerungsschieber in die Cylinder führen, geöffnet. Die größte Durchgangsöffnung für den Dampf wird in dem Augenblick stattfinden, wo beide Oeffnungen die gleiche Größe haben.

Die Oeffnung der oberen Schlitze ist in dem Augenblick, wo die unteren aufgehen, d. h. wo die Projection des Kurbelmittels schon um die Ueberlappung σ über O hinausgerückt ist

$$= O\,d - \sigma,$$

$$= r\sin(\varphi + \alpha) - \sigma. *)$$

Macht der Excenterradius im weiteren Verlauf (s. Fig. 3) mit der Richtung der Schieberbewegung den Winkel ψ, so ist aus leicht nachzuweisenden geometrischen Gründen die Oeffnung des Cylindercanales

$$= r\cos\psi - \sigma.$$

---

*) Unter Umständen, wenn nämlich beim Aufmachen des Steuerschiebers der Anstoß noch nicht erfolgt ist, ist sie kleiner, doch kommt dies nicht in Betracht, da im Augenblick, wo die größte Durchgangsöffnung eintritt, jedenfalls die relative Bewegung zwischen den Schiebern eingetreten ist, und dann die aufzustellenden Formeln ihre vollständige allgemeine Giltigkeit haben.

Gleichzeitig ist die Oeffnung des Expansionsschiebers bei n-facher Expansion

$$= r \sin(\varphi + \alpha) - r \cos\psi.$$

Führen nun, was von Vortheil ist, mehrere Schlitze in jede Kammer des Steuerungsschiebers, z. B. f, so ist die Gesammtsumme der Oeffnungen

$$= fr \sin(\varphi + \alpha) - fr \cos\psi.$$

Die größte Durchströmungsöffnung findet also statt, wenn

$$r \cos\psi - \sigma = fr \sin(\varphi + \alpha) - fr \cos\psi, \text{ d. h.}$$

$$r \cos\psi = \frac{fr \sin(\varphi + \alpha)}{1 + f} + \frac{\sigma}{1 + f}.$$

Diese Oeffnung selbst ist dann, wie immer:

$$= r \cos\psi - \sigma,$$

oder wenn man den Ausdruck für $r \cos\psi$ substituirt:

$$= \frac{f}{1 + f} \cdot r \sin(\varphi + \alpha) + \frac{\sigma}{1 + f} - \sigma$$

$$= \frac{f}{1 + f} r \sin(\varphi + \alpha) - \frac{\sigma f}{1 + f}.$$

Da $\frac{\sigma f}{1 + f}$ stets sehr klein bleibt, so wird die größte Dampfdurchgangsöffnung bei 1, 2, 3 Schlitzen annähernd in dem Verhältniß von $\frac{1}{2}$, $\frac{2}{3}$, $\frac{3}{4}$ wachsen. Am kleinsten wird diese Durchgangsöffnung natürlich für das kleinste φ, somit für das entsprechende größte n. Man wird deshalb namentlich untersuchen, wie groß dieselbe für das größte n wird, und darnach bestimmen, ob man einen oder mehrere Schlitze wählen will.

Bei mehreren Schlitzen ist es, um keinen zu großen Schieber zu erhalten, geboten, das Δ nicht größer als δ_{min} zu machen. Daher ergiebt sich die Länge a (s. Fig. 5 a) aus der Bedingung, daß bei der größten vorkommenden Ueberdeckung immer noch nicht die Oeffnung d über Δ_2 kommen darf (s. Fig. 5 b), nämlich

$$a \overline{\gtrless} \Delta_2 + i_{max}$$
$$\overline{\gtrless} \delta_{min} + r - r \sin(\varphi_{max} + \alpha).$$

Ferner ergiebt sich die Länge d aus der Bedingung, daß bei dem weitesten Zurücktreten des Schiebers, d. h. bei der größten Entfernung der Kante p von q (s. Fig. 5 c), nämlich wenn $pq = \delta_{max}$ wird, noch immer die Kante r nicht über s hinausgeschoben werden sollte, wodurch der Schlitz Δ_1 beeinträchtigt werden würde; also hat man:

$$d = \delta_{max} = \delta_{min} + r \sin(\varphi_{min} + \alpha) - r \sin(\varphi_{max} + \alpha)$$

[nach (4)].

(Dies ist natürlich nicht absolut nothwendig.)

Endlich folgt aus d und a:

$$b = a + d - \delta_{min}$$
$$= \delta_{min} + r - r \sin(\varphi_{max} + \alpha) + \delta_{min} + r \sin(\varphi_{min} + \alpha)$$
$$- r \sin(\varphi_{max} + \alpha) - \delta_{min}$$
$$= \delta_{min} + r - 2 r \sin(\varphi_{max} + \alpha) + r \sin(\varphi_{min} + \alpha).$$

Im Nothfall kann jedoch auch $d = \delta_{min}$ und dann $b = a$ gemacht werden.

Die Länge des ganzen Expansionsschiebers λ bestimmt sich, wie oben, aus den beiden äußersten Schlitzen, indem wieder

$$\lambda = l \text{ ist.}$$

Zum Schluß stellen wir die gefundenen Resultate in folgender Weise zusammen:

Resultate.

Es sei (s. Fig. 6):

- r der Halbmesser des Excenters;
- α die Voreilung;
- σ die Ueberlappung des Steuerungsschiebers im mittleren Stande;
- a die lichte Weite des Rahmens;
- f die Anzahl der Schlitze, die zu einer Kammer des Steuerungsschiebers führen;
- δ die Weite der Schlitze im Steuerungsschieber;
- d die Weite der Schlitze im Expansionsschieber;
- b die Breite des Steges zwischen zwei Schlitzen einer Kammer, im Steuerungsschieber;
- l die Entfernung der Mittellinien der äußersten Schlitze im Steuerungsschieber;
- λ die Länge des Expansionsschiebers;
- n der Grad der Expansion;
- n_{max} das größte verlangte n;
- n_{min} das kleinste n;
- φ der Winkel, den die Kurbel im Augenblick des Dampfabschlusses mit der Richtung der Kolbenbewegung macht;
- m die halbe Länge des Daumens, der eine n-fache Expansion hervorbringt;
- φ_{max} und φ_{min}, m_{max} und m_{min} die dem n_{max} und n_{min} entsprechenden Werthe von φ und m;

so hat man:

1. $\cos\varphi = \frac{n - 2}{n}$.

2. $n_{min} \geq \frac{2}{1 - \sin\alpha}$.

3. Man wähle
$$\delta \overline{\lessgtr} r + \sigma + r \sin(\varphi_{max} + \alpha) - r \sin(\varphi_{min} + \alpha).$$

4. $m_{min} = \frac{a + \delta - r - r \sin(\varphi_{min} + \alpha)}{2}$.

5. Für jede höhere Expansion:
$$m = (a + \delta - m_{min} - r) - r \sin(\varphi + \alpha).$$

6. Die kleinste vorkommende Dampfdurchgangsöffnung:
$$= \frac{f}{1 + f} r \sin(\varphi_{max} + \alpha) - \frac{\sigma f}{1 + f}.$$

7. $d = \delta + r \sin(\varphi_{min} + \alpha) - r \sin(\varphi_{max} + \alpha)$, oder auch $d = \delta$.

8. $b \gtreqless r + \delta + r\sin(\varphi_{min} + \alpha) - 2r\sin(\varphi_{max} + \alpha)$, oder auch

$b \geqq r + \delta - r\sin(\varphi_{max} + \alpha)$.

9. $\lambda = l + r - r\sin(\varphi_{min} + \alpha)$.

Diese Formeln vereinfachen sich wesentlich, wenn man wirklich zu dem äußersten möglichen Expansionsgrad gehen will, und also

$$\varphi_{min} + \alpha = R \text{ hat.}$$

Es wird dann

1. $$\cos\varphi = \frac{n-2}{n}.$$

2. $$n_{min} = \frac{2}{1-\sin\alpha}.^{*)}$$

*) Ist zur praktischen Berechnung unwesentlich.

3. $$\delta \gtreqless \sigma + r\sin(\varphi_{max} + \alpha).$$

4. $$m_{min} = \frac{a+\delta-2r}{2} \text{ oder } \frac{a+\delta}{2} - r.^{*)}$$

5. $$m = \left(\frac{a+\delta}{2}\right) - r\sin(\varphi + \alpha).$$

6. Die kleinste vorkommende Dampfdurchgangsöffnung:

$$= \frac{f}{1+f} r\sin(\varphi_{max} + \alpha) - \frac{\sigma f}{1+f}.$$

7. $$\mathfrak{d} = \delta + r\left[1 - \sin(\varphi_{max} + \alpha)\right].$$

8. $$b \gtreqless \delta + 2r\left[1 - \sin(\varphi_{max} + \alpha)\right].$$

9. $$\lambda = l.$$

*) Diese Gleichung liegt in der Folgenden, und könnte wegbleiben.

Ueber die Schraubenlinie am Kegel.

Von

Prof. Dr. August Junge in Freiberg.

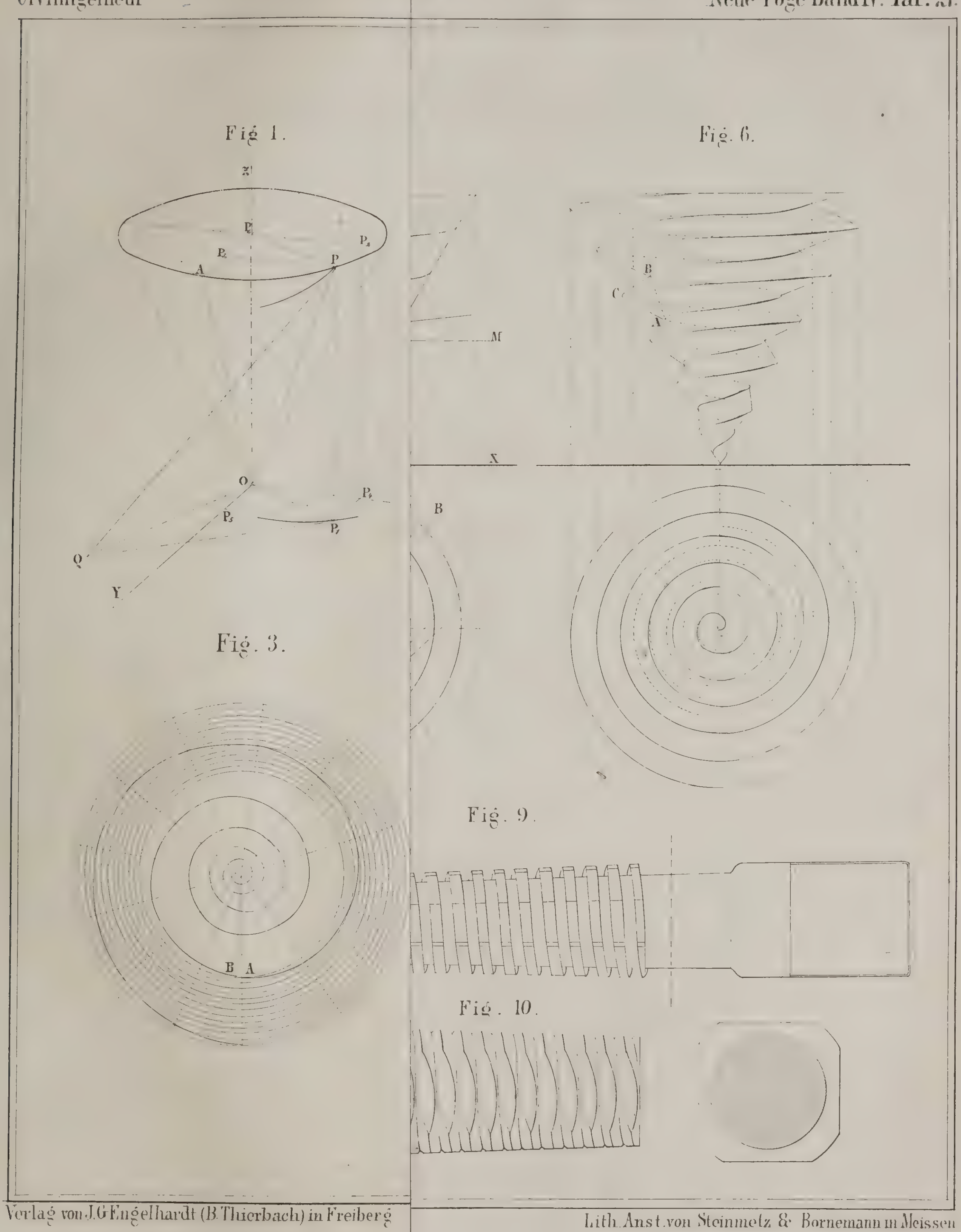
(Hierzu Tafel 27.)

In dem Nachfolgenden soll die Schraubenlinie am senkrechten Kreiskegel einer näheren Betrachtung unterworfen werden, und zwar sollen neben analytischen Formeln zugleich auch praktische Methoden zum Zeichnen derselben angegeben werden. Man findet Schraubengewinde an kegelförmigen Körpern in der Technik nicht selten, wie dies z. B. an Gewindebohrern, an Holzschrauben, an Schneckenfedern, an manchen Arten von Schiffsschrauben und Turbinen, an Pfählen, die als Gründungsmittel bei Verankerungen und Pfahlgründungen dienen sollen u. s. w. der Fall ist. Es dürfte daher eine ausführlichere Behandlung dieses Gegenstandes nicht allein von wissenschaftlichem Interesse, sondern zugleich auch von praktischem Nutzen für Techniker und Zeichner sein.

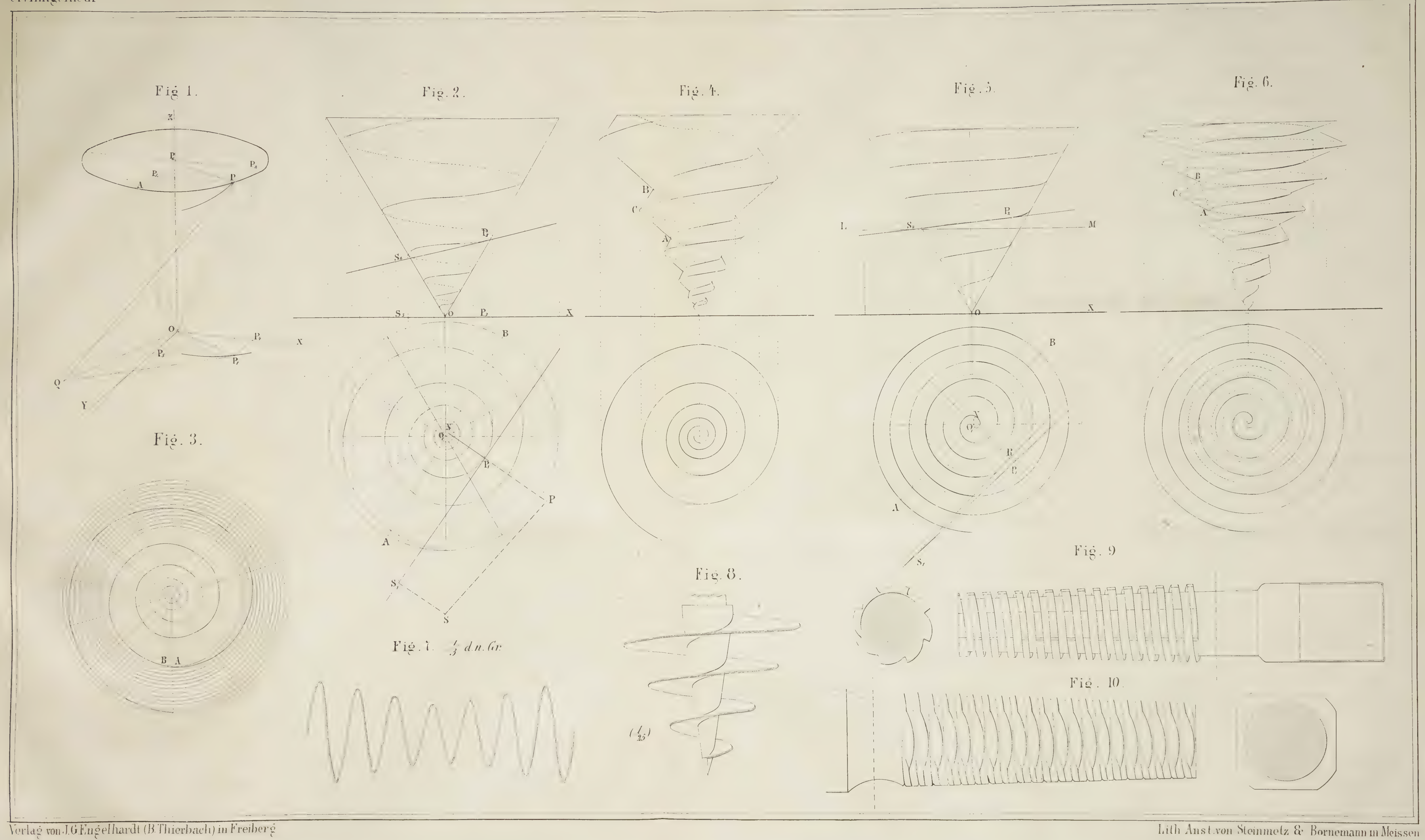
Wir sprechen blos von dem senkrechten Kreiskegel, der auch dann gemeint sein soll, wenn wir nur die einfache Benennung „Kegel" gebrauchen. Zur Bestimmung des Begriffes der Schraubenlinie an demselben gehen wir von der Linie von gleicher Steigung auf beliebigen Oberflächen aus. (Vergl. in der „Zeitschrift für Mathematik und Physik, von Schlömilch und Witschel", erster Jahrgang, 1856, den Artikel über Linien von gleicher Steigung auf gegebenen Flächen, von Schlömilch.) Die Linie von gleicher Steigung auf einer beliebigen Oberfläche ist diejenige Curve, deren Tangente oder, was dasselbe ist, deren Bogenelement mit einer als horizontal angenommenen Grundebene einen constanten Winkel bildet. Am Cylinder erscheint diese Curve als die gewöhnliche Schraubenlinie. Bei derselben ist die Ganghöhe, d. i. die Zunahme an Höhe, welche der beschreibende Punkt nach jedem vollen Umlauf über der horizontalen Grundebene erlangt, constant. Dies ist bei der Linie von gleicher Steigung am Kegel nicht der Fall. Wir unterscheiden daher zwei Arten von Schraubenlinien am Kegel, die eine mit gleicher Steigung und die andere mit gleicher Ganghöhe.

1. Die Schraubenlinie mit gleicher Steigung am Kegel.

Da die Schraubenlinie mit gleicher Steigung am Kegel nach dem Gesagten als ein specieller Fall der Linie von gleicher Steigung auf jeder beliebigen Oberfläche erscheint, so beginnen wir mit einer allgemeinen Betrachtung dieser letzteren. Wir benutzen hierbei ein rechtwinkeliges Coordinatensystem, bei welchem die Axen der x und y in einer horizontalen Ebene liegen, auf welcher die Axe der z senkrecht steht. Bezeichnet man den constanten Winkel, den die Tangente oder das Bogenelement einer Curve von gleicher Steigung auf einer beliebigen Oberfläche mit der horizontalen Coordinatenebene bildet, mit γ, so ist



Verlag von J.G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg
Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg

Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen

$$\sin\gamma = \frac{dz}{dS} = \frac{dz}{\sqrt{dx^2 + dy^2 + dz^2}} \text{ oder}$$

$$\tang\gamma = \frac{dz}{ds} = \frac{dz}{\sqrt{dx^2 + dy^2}},$$

wenn man mit dS ein Bogenelement der Curve selbst und mit ds ein Bogenelement ihrer Horizontalprojection bezeichnet. Da sich hieraus

$$S = \frac{z}{\sin\gamma} + C \text{ und}$$

$$s = \frac{z}{\tang\gamma} + c$$

ergiebt, so erkennt man, daß sowohl die Curve selbst, als auch ihre Horizontalprojection in jedem Falle leicht rectificirt werden können.

Verbindet man die vorstehende Relation

$$\tang\gamma = \frac{dz}{\sqrt{dx^2 + dy^2}}$$

mit der Gleichung $f(x, y, z) = 0$ oder einfacher $f = 0$ einer beliebigen krummen Oberfläche, so ist dadurch die Curve von gleicher Steigung auf dieser Oberfläche vollständig bestimmt. Wenn man nämlich aus der Gleichung $f = 0$ eines von den Differentialen dx, dy oder dz entwickelt und seinen Werth in die Gleichung

$$\tang\gamma = \frac{dz}{\sqrt{dx^2 + dy^2}}$$

substituirt, so geht dieselbe in eine Differentialgleichung der ersten Ordnung und vom zweiten Grad über, deren Integration sodann die Gleichung von einer Projection der Curve giebt.*) Da die erhaltene Differentialgleichung vom zweiten Grad ist, so führt die Rechnung bei jeder krummen Oberfläche auf zwei Curven von constanter Steigung. Dies stimmt mit der Natur der Sache überein, da man auf jeder Oberfläche von einem gegebenen Punkte aus nach zwei verschiedenen Richtungen mit gleicher Steigung vorwärts gehen kann. Bei dem Cylinder erscheinen diese beiden Curven als die rechts- und linksgängige Schraubenlinie. Die Gleichung des Cylinders $x^2 + y^2 = r^2$ ist zugleich die Gleichung der Horizontalprojection der Schraubenlinie an demselben. Durch Differentiation der vorstehenden Gleichung erhält man $dy = -\frac{x\,dx}{\sqrt{r^2 - x^2}}$. Substituirt man diesen Werth in die Gleichung $\tang\gamma = \frac{dz}{\sqrt{dx^2 + dy^2}}$, so erhält man nach einfacher Reduction:

$$dz = \pm \frac{r \tang\gamma\, dx}{\sqrt{r^2 - x^2}}.$$

Die Integration giebt

$$z = \pm\, r \tang\gamma \operatorname{Arc}\sin\frac{x}{r}$$

als die Gleichung der ersten Verticalprojection der Schraubenlinie. Durch Elimination von x erhält man

$$z = \pm\, r \tang\gamma \operatorname{Arc}\cos\frac{y}{r}$$

als die Gleichung der zweiten Verticalprojection. Constante sind bei diesen Gleichungen nicht hinzuzufügen, wenn man die Bestimmung trifft, daß die Windungen der Schraubenlinie von der Axe der y aus beginnen und daß also die Werthe der Coordinaten $x = 0$, $y = r$ und $z = 0$ zusammen gehören. Uebrigens beziehen sich die oberen Zeichen

*) Die auf die Curve von gleicher Steigung bezüglichen Differentialverhältnisse $\frac{dy}{dx}$ und $\frac{dz}{dx}$ lassen sich für jede beliebige Oberfläche leicht gesondert darstellen. Aus der Gleichung der Oberfläche $f(x, y, z) = 0$ oder $f = 0$ folgt

$$\frac{df}{dx}dx + \frac{df}{dy}dy + \frac{df}{dz}dz = 0.$$

Eliminirt man aus dieser Gleichung und aus der Gleichung $\tang\gamma = \frac{dz}{\sqrt{dx^2 + dy^2}}$ das totale Differential dz, so erhält man:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\frac{df}{dx}\cdot\frac{df}{dy} \pm \tang\gamma\,\frac{df}{dz}\sqrt{\left(\frac{df}{dx}\right)^2 + \left(\frac{df}{dy}\right)^2 - \tang\gamma\left(\frac{df}{dz}\right)^2}}{\tang\gamma^2\left(\frac{df}{dz}\right)^2 - \left(\frac{df}{dy}\right)^2} \text{ oder}$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\frac{df}{dy}\cdot\frac{df}{dz}\tang\gamma \pm \frac{df}{dx}\sqrt{\left(\frac{df}{dx}\right)^2 + \left(\frac{df}{dy}\right)^2 - \tang\gamma^2\left(\frac{df}{dz}\right)^2}}{\frac{df}{dx}\cdot\frac{df}{dz}\tang\gamma \mp \frac{df}{dy}\sqrt{\left(\frac{df}{dx}\right)^2 + \left(\frac{df}{dy}\right)^2 - \tang\gamma^2\left(\frac{df}{dz}\right)^2}}.$$

Mit Hilfe dieses Ausdruckes kann man nun auch das Differentialverhältniß $\frac{dz}{dx}$ gesondert darstellen. Die Gleichung des Kegels ist z. B., wie oben gezeigt wird, $\tang\alpha^2 z^2 - x^2 - y^2 = 0$. Dies giebt $\frac{df}{dx} = -2x$, $\frac{df}{dy} = -2y$ und $\frac{df}{dz} = 2\tang\alpha^2 z$. Hieraus folgt:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{y \pm x\sqrt{\cotg\alpha^2 \cotg\gamma^2 - 1}}{x \mp y\sqrt{\cotg\alpha^2 \cotg\gamma^2 - 1}} \text{ und}$$

$$\frac{dz}{dx} = \frac{z}{x \mp y\sqrt{\cotg\alpha^2 \cotg\gamma^2 - 1}}.$$

auf die rechtsgängige und die unteren Zeichen auf die linksgängige Schraubenlinie.

Wir gehen nun zur Betrachtung der Schraubenlinie mit gleicher Steigung am Kegel über. Figur 1, Tafel 27. Die Spitze O des Kegels machen wir zum Anfangspunkt der Coordinaten und lassen die Axe desselben mit der Axe der z des Coordinatensystems zusammenfallen. Wenn nun P ein Punkt in der Oberfläche des Kegels ist, so sind $OP_4 = x$, $OP_5 = y$ und $OP_6 = z$ die Coordinaten desselben, und man hat $\overline{OP_1}^2 = x^2 + y^2$. Bezeichnet man noch den Winkel POP_6, den die Seite des Kegels mit der Axe desselben bildet, mit α, so ist $OP_1 = PP_6 = z \tang \alpha$ und es ist daher $\tang \alpha^2 z^2 = x^2 + y^2$ die Gleichung der Oberfläche des Kegels. Wenn man nun aus dieser Gleichung das totale Differential dz entwickelte und in die Gleichung $\tang \gamma = \frac{dz}{\sqrt{dx^2 + dy^2}}$ substituirte, so würde man dadurch die Differentialgleichung der Horizotalprojection der Schraubenlinie von gleicher Steigung am Kegel erhalten (vgl. Anmerkung auf S. 173). Die Behandlung wird indessen einfacher, wenn man Polarcoordinaten benutzt. Es sei daher, Fig. 1, O der Pol und OY die Axe des Polarcoordinatensystems. Wenn nun P_1 die Horizontalprojection eines Punktes P der Schraubenlinie ist, so erhält man den Winkel $P_1 O P_5 = \varphi$ als die Anomalie und $OP_1 = \varrho$ als den Radiusvector dieses Punktes P_1. Wir wollen blos die rechtsgängige Schraubenlinie betrachten, und werden daher die Drehung des Radiusvectors von links nach rechts, d. h. die Drehung des Radiusvectors auf dem kürzesten Wege von dem positiven Theil der Axe der y nach dem positiven Theil der Axe der x hin als positiv annehmen. Man hat nun bekanntlich bei Polarcoordinaten für das Element des Bogens den Ausdruck $ds = \sqrt{d\varrho^2 + \varrho^2 d\varphi^2}$. Ferner lehrt die Figur, daß $\varrho = z \tang \alpha$ und folglich $dz = \frac{d\varrho}{\tang \alpha}$ ist. Substituirt man diese Werthe in die Gleichung $\tang \gamma = \frac{dz}{ds}$, so erhält man:

$$\tang \gamma = \frac{d\varrho}{\tang \alpha \sqrt{d\varrho^2 + \varrho^2 d\varphi^2}} \text{ oder}$$

$$\frac{d\varrho}{\varrho} = \frac{\tang \alpha \tang \gamma}{\sqrt{1 - \tang \alpha^2 \tang \gamma^2}} d\varphi.$$

Hieraus folgt (wenn l den natürlichen Logarithmus bedeutet)

$$l\varrho + C = \frac{\tang \alpha \tang \gamma}{\sqrt{1 - \tang \alpha^2 \tang \gamma^2}} \varphi.$$

Bestimmt man die Constante C so, daß für $\varphi = 0$ der Radiusvector $\varrho = r$ wird, so hat man

$$l\frac{\varrho}{r} = \frac{\tang \alpha \tang \gamma}{\sqrt{1 - \tang \alpha^2 \tang \gamma^2}} \varphi \text{ oder}$$

$$\varrho = r e^{\frac{\tang \alpha \tang \gamma}{\sqrt{1 - \tang \alpha^2 \tang \gamma^2}} \varphi}.$$

Die Horizontalprojection der Schraubenlinie von gleicher Steigung am Kegel ist daher eine Exponentialspirale.

Läßt man die Anomalie φ bis zu positiv ∞ wachsen, so nimmt auch der Radiusvector ϱ bis in das Unendliche zu; läßt man dagegen die Anomalie bis zu negativ ∞ abnehmen, so convergirt der Radiusvector gegen Null und man sieht daraus, daß die conische Schraubenlinie von gleicher Steigung den Kegel in unendlich vielen Windungen umkreist, ohne je die Spitze desselben zu erreichen. Unsere Curve existirt übrigens nur so lange, als $1 > \tang \alpha^2 \tang \gamma^2$, d. h. so lange $\gamma < (90 - \alpha)$ ist. Für $\gamma = (90 - \alpha)$ erhält man $\varphi = 0$. Die Schraubenlinie geht daher jetzt in diejenige Seite des Kegels über, deren Horizontalprojection die Axe der y ist. Daß gerade diese Seite des Kegels gemeint ist, liegt lediglich in der Constantenbestimmung. Im Allgemeinen genügt jede Seite des Kegels der Aufgabe. Wäre z. B. die Uebereinkunft getroffen worden, daß für $\varphi = \varphi_1$ der Radiusvector $\varrho = r$ werden soll, so erhielte man als Gleichung der Horizontalprojection der Schraubenlinie:

$$\varrho = r e^{\frac{\tang \alpha \tang \gamma}{\sqrt{1 - \tang \alpha^2 \tang \gamma^2}} (\varphi - \varphi_1)}.$$

und setzte man hierein $\gamma = (90 - \alpha)$, so würde $\varphi = \varphi_1$. Dies ist aber die Polargleichung der Horizontalprojection von derjenigen Seite des Kegels, deren Streichen φ_1 ist.

Als eine bemerkenswerthe Eigenschaft der conischen Schraubenlinie von gleicher Steigung ist hervorzuheben, daß ihre Tangente oder ihr Bogenelement mit den Seiten des Kegels einen constanten Winkel bildet. Es sei, Figur 1, PQ die bis zur Horizontalebene verlängerte Tangente an der Curve im Punkte P, so ist POQ eine Tangentialebene am Kegel, welche den Kegel in der Seite OP berührt. Da dieselbe auf der Ebene PP_1OP_6, welche durch die Seite OP und die Axe OP_6 des Kegels gelegt ist, senkrecht steht, so ist die von den Kanten OP, P_1P und QP gebildete Ecke (P) OP_1Q an der Kante OP rechtwinkelig. Da PP_1 auf der Horizontalebene senkrecht steht, so ist PP_1Q die projicirende Ebene der Tangente PQ und das Dreieck PP_1Q ist bei P_1 rechtwinkelig. Nun ist PQP_1 der Winkel, den die Tangente PQ mit der Horizontalebene bildet, also gleich γ. Es ist daher Winkel $QPP_1 = (90 - \gamma)$. Ferner hat man Winkel $OPP_1 = POP_6 = \alpha$ und endlich ist noch OPQ der Winkel, den die Tangente PQ mit der Seite OP des Kegels bildet. Bezeichnet man denselben mit ϑ, so ist nach einem bekannten Satze der sphärischen Trigonometrie

$$\cos(90 - \gamma) = \cos \alpha \cos \vartheta \text{ oder } \cos \vartheta = \frac{\sin \gamma}{\cos \alpha}.\text{*)}$$

*) Diese Formel läßt sich auch leicht auf analytischem Wege ableiten. Wenn von zwei geraden Linien die Horizontalprojectionen mit

Hierdurch ist bewiesen, daß der Winkel ϑ, den die Tangente der conischen Schraubenlinie von gleicher Steigung mit der Seite des Kegels, die durch den Berührungspunkt geht, bildet, constant ist, und es ist also diese Schraubenlinie die loxodromische Linie des Kegels.

Aus der Gleichung $\cos\vartheta = \frac{\sin\gamma}{\cos\alpha}$ findet man leicht $\frac{\tang\alpha\tang\gamma}{\sqrt{1-\tang\alpha^2\tang\gamma^2}} = \sin\alpha\cotg\vartheta$ und man kann daher jetzt die Gleichung der Horizontalprojection der conischen Schraubenlinie von gleicher Steigung auf die einfachere Form

$$\varrho = \mathrm{r}\,\mathrm{e}^{\sin\alpha\cotg\vartheta\,.\,\varphi}$$ bringen.

Es soll jetzt die Gleichung der mit dem Kegelmantel zugleich abgewickelten Curve aufgesucht werden. Betrachtet man nach der Abwickelung die Spitze O des Kegels Fig. 1 wieder als Pol, und die Seite OA, deren Horizontalprojection OY ist, als Axe des neuen Polarcoordinatensystems, auf welches die abgewickelte Curve bezogen werden soll, so ist $\mathrm{OP} = \sigma$ der Radiusvector und der Winkel, den die Seiten OA und OP nach der Abwickelung mit einander bilden, die Anomalie des Punktes P. Bezeichnet man diesen Winkel mit ψ, so ist Bogen $\mathrm{AP} = \sigma\psi$. Es ist aber auch Bogen $\mathrm{AP} = \varrho\varphi$ und daher $\varrho\varphi = \sigma\psi$. Ferner ist noch $\varrho = \sigma\sin\alpha$ und $\mathrm{r} = \sigma_1\sin\alpha$, wenn man die Länge der Seite, welche dem Radiusvector r in der Horizontalprojection entspricht, mit σ_1 bezeichnet. Substituirt man diese Werthe in die Gleichung

$$\varrho = \mathrm{r}\,\mathrm{e}^{\sin\alpha\cotg\vartheta\,.\,\varphi},$$ so erhält man

$$\sigma = \sigma_1\,\mathrm{e}^{\cotg\vartheta\,.\,\psi}$$

als die Gleichung der abgewickelten Curve, und man erkennt daraus, daß dieselbe ebenfalls eine Exponentialspirale ist.

Bezeichnet man den Winkel, den die Tangente an einer auf Polarcoordinaten bezogenen Curve mit dem Radiusvector des Berührungspunktes bildet, mit ω, so ist nach einer bekannten Formel der analytischen Geometrie und mit Bezug auf die zuletzt gebrauchten Bezeichnungen

$$\cotg\omega = \frac{1}{\sigma}\frac{\mathrm{d}\sigma}{\mathrm{d}\psi}.$$

Aus der Gleichung $\sigma = \sigma_1\,\mathrm{e}^{\cotg\vartheta\,.\,\psi}$ folgt aber

$$\frac{\mathrm{d}\sigma}{\mathrm{d}\psi} = \sigma_1\,\mathrm{e}^{\cotg\vartheta\,\psi}\cotg\vartheta = \sigma\cotg\vartheta$$

und es ist daher

$$\cotg\omega = \cotg\vartheta, \text{ also } \omega = \vartheta,$$

d. h. es ist der Winkel, den die Tangente an der abgewickelten Curve mit dem Radiusvector des Berührungspunktes bildet, gleich dem Winkel, den die Tangente an der conischen Schraubenlinie von gleicher Steigung mit der durch den Berührungspunkt gezogenen Seite des Kegels bildet. Es ergiebt sich dies auch leicht aus einfachen rein geometrischen Betrachtungen.

Wir gehen nun zur graphischen Darstellung der conischen Schraubenlinie mit gleicher Steigung über. Wir wollen zunächst eine bequeme Methode zum Zeichnen der Horizontalprojection derselben aufsuchen, da man aus derselben die Verticalprojection leicht finden kann. Es handelt sich also um die graphische Darstellung der Exponentialspirale. Um die Untersuchung auf jede beliebige Exponentialspirale ausdehnen zu können, setzen wir

$$\frac{\tang\alpha\tang\gamma}{\sqrt{1-\tang\alpha^2\tang\gamma^2}} = \sin\alpha\cotg\vartheta = \mathrm{m},$$

und erhalten dadurch

$$\varrho = \mathrm{r}\,\mathrm{e}^{\mathrm{m}\varphi}$$

als Gleichung derselben. Läßt man fortlaufend die Anomalie φ um das constante Intervall $\Delta\varphi$ wachsen, so gehört zu dem νten Intervall der Radiusvector

$$\varrho_\nu = \mathrm{r}\,\mathrm{e}^{\mathrm{m}\nu\Delta\varphi},$$

---

der Axe der x die Winkel δ_1 und δ_2, die Verticalprojectionen aber mit derselben Axe die Winkel ε_1 und ε_2 bilden, so hat man für den Winkel ϑ, den diese Linien selbst mit einander bilden, den Ausdruck:

$$\cos\vartheta = \frac{1+\tang\delta_1\tang\delta_2+\tang\varepsilon_1\tang\varepsilon_2}{\sqrt{(1+\tang\delta_1^2+\tang\varepsilon_1^2)(1+\tang\delta_2^2+\tang\varepsilon_2^2)}}.$$

Nun sind $\eta = \frac{\mathrm{y}}{\mathrm{x}}\xi$ und $\zeta = \frac{\mathrm{z}}{\mathrm{x}}\xi$ die Gleichungen einer Seite des Kegels, die durch den Punkt (xyz) geht. Die Gleichungen der Tangente an der Schraubenlinie, die durch denselben Punkt (xyz) geht, sind

$$\eta - \mathrm{y} = \frac{\mathrm{dy}}{\mathrm{dx}}(\xi - \mathrm{x}) \text{ und}$$
$$\zeta - \mathrm{z} = \frac{\mathrm{dz}}{\mathrm{dx}}(\xi - \mathrm{x}).$$

Es ist aber nach der vorigen Anmerkung (S. 173) mit alleiniger Beibehaltung der oberen Vorzeichen

$$\frac{\mathrm{dy}}{\mathrm{dx}} = \frac{\mathrm{y}+\mathrm{x}\sqrt{\cotg\alpha^2\cotg\gamma^2-1}}{\mathrm{x}-\mathrm{y}\sqrt{\cotg\alpha^2\cotg\gamma^2-1}} \text{ und}$$
$$\frac{\mathrm{dz}}{\mathrm{dx}} = \frac{\mathrm{z}}{\mathrm{x}-\mathrm{y}\sqrt{\cotg\alpha^2\cotg\gamma^2-1}}.$$

Will man nun den Winkel ϑ bestimmen, den die Tangente an der Schraubenlinie mit der durch den Berührungspunkt gezogenen Seite des Kegels bildet, so hat man in der obigen Formel für $\cos\vartheta$ zu setzen:

$$\tang\delta_1 = \frac{\mathrm{y}}{\mathrm{x}},$$
$$\tang\varepsilon_1 = \frac{\mathrm{z}}{\mathrm{x}},$$
$$\tang\delta_2 = \frac{\mathrm{y}+\mathrm{x}\sqrt{\cotg\alpha^2\cotg\gamma^2-1}}{\mathrm{x}-\mathrm{y}\sqrt{\cotg\alpha^2\cotg\gamma^2-1}} \text{ und}$$
$$\tang\varepsilon_2 = \frac{\mathrm{z}}{\mathrm{x}-\mathrm{y}\sqrt{\cotg\alpha^2\cotg\gamma^2-1}}.$$

Wenn man dies ausführt, so gelangt man nach einigen leichten Reductionen zu dem obigen Ausdruck

$$\cos\vartheta = \frac{\sin\gamma}{\cos\alpha}.$$

und zu dem $(\nu + 1)$sten Intervall der Radiusvector

$$\varrho_{\nu+1} = r\, e^{m(\nu+1)\Delta\varphi}.$$

Hieraus folgt

$$\varrho_{\nu+1} = \varrho_\nu\, e^{m\Delta\varphi}.$$

Die zu den aufeinanderfolgenden Intervallen der Anomalie φ gehörigen Radienvectoren stehen demnach in einem constanten Verhältniß zu einander. Da nun von diesen Radienvectoren derjenige bekannt ist, der zur Anomalie $\varphi = 0$ gehört, indem derselbe gleich r ist, so kann man die übrigen durch eine einfache Multiplication, oder bei der graphischen Darstellung mit Hilfe eines Proportionalzirkels oder Proportionalmaßstabes leicht finden. Setzt man $\Delta\varphi = 2\pi$ und bezeichnet mit ϱ_n und ϱ_{n+1} die Radienvectoren der n ten und $(n + 1)$sten Windung, so erhält man

$$\varrho_{n+1} = \varrho_n\, e^{2m\pi},$$

und es ist hierdurch das Verhältniß der correspondirenden Radienvectoren zweier benachbarter Windungen der Exponentialspirale gegeben.

Wir wollen das Vorstehende auf einen speciellen Fall anwenden. Bei einem Kegel, Figur 2, sei der Winkel α, den die Axe mit der Seite desselben bildet, gleich 30 Grad. Es soll eine Schraubenlinie mit der constanten Steigung $\gamma = 8^0$ auf demselben verzeichnet werden. Aus der Formel $\cos\vartheta = \frac{\sin\gamma}{\cos\alpha}$ findet man für den Winkel, unter welchem diese Schraubenlinie die Seite des Kegels durchschneidet, $\vartheta = 80^0\,45'$. Ferner erhält man $m = \sin\alpha \operatorname{cotg}\vartheta = 0{,}0814$. Setzt man noch $r = 30$ Millimeter, so ist die Gleichung der Horizontalprojection dieser Schraubenlinie $\varrho = 30\, e^{0{,}0814\,\varphi}$. Nimmt man an, daß der Bogen φ fortlaufend um das constante Intervall $\Delta\varphi = \frac{\pi}{6}$ wächst und betrachtet man ν als eine ganze Zahl, so hat man auch

$$\varrho = 30\, e^{\frac{0{,}0814\,\pi\nu}{6}} = 30\, e^{0{,}0426\,\nu} = 30\,(1{,}0436)^\nu.$$

Setzt man nun für ν die Werthe 0 bis —12, so erhält man für die entsprechenden Radienvectoren der Reihe nach die Werthe: $\varrho = 30$; 28,75; 27,54; 26,39; 25,29; 24,23; 23,22; 22,25; 21,32; 20,43; 19,57; 18,76; 17,97 Millimeter. Nach diesen Zahlenangaben wurde die äußerste Windung der in Figur 2 dargestellten Exponentialspirale gezeichnet. Es wurde vorgezogen, die Zahlenwerthe der Radienvectoren zu berechnen, da sie zu wenig von einander abweichen, als daß sie hätten bequem von einem Proportionalmaßstabe abgenommen werden können. Die Radienvectoren der übrigen Windungen dagegen wurden mit Hilfe eines Proportionalmaßstabes eingetragen, indem man von den correspondirenden Radienvectoren der nächstvorhergehenden Windung das $e^{-2m\pi} = 0{,}6$ fache nahm. In einzelnen Punkten der so erhaltenen Exponentialspirale wurden hierauf in der gewöhnlichen Weise Senkrechte errichtet und bis zum Durchschnitt mit dem Kegelmantel verlängert. Die Verticalprojectionen der erhaltenen Durchschnittspunkte bestimmten die Verticalprojection der Schraubenlinie.*)

Wenn man sich mit einer Annäherung begnügen kann, so läßt sich die Horizontalprojection der conischen Schraubenlinie mit gleicher Steigung nach der folgenden einfachen Methode zeichnen. Man hat für die Länge des Bogens derselben, wie oben gezeigt wurde, $s = z \operatorname{cotg}\gamma + c$. Nun ist $z = \varrho \operatorname{cotg}\alpha$. Trifft man noch die Bestimmung, daß für $\varrho = r$ der Bogen $s = 0$ wird, so ist

$$s = (\varrho - r) \operatorname{cotg}\alpha \operatorname{cotg}\gamma.$$

Läßt man nun den Radiusvector um gleiche Intervalle $\Delta\varrho$ wachsen und bezeichnet man mit ν die Anzahl dieser Intervalle, so kann man $\varrho = \nu\Delta\varrho + r$ setzen. Die Längen der Bogen s_ν und $s_{\nu+1}$ bis zum νten und $(\nu + 1)$sten Intervall des Radiusvectors sind nun

$$s_\nu = \nu\Delta\varrho \operatorname{cotg}\alpha \operatorname{cotg}\gamma \text{ und}$$

$$s_{\nu+1} = (\nu + 1)\,\Delta\varrho \operatorname{cotg}\alpha \operatorname{cotg}\gamma.$$

Hieraus folgt

$$s_{\nu+1} - s_\nu = \Delta\varrho \operatorname{cotg}\alpha \operatorname{cotg}\gamma.$$

Zu gleichen Zunahmen des Radiusvectors gehören daher auch gleiche Zunahmen des Bogens. Wenn nun der Radiusvector eine bedeutende Größe hat und die betreffende Windung der Exponentialspirale daher wenig gekrümmt ist, und wenn außerdem noch das Intervall $\Delta\varrho$ des Radiusvectors ϱ sehr klein ist, so wird man annähernd die Sehne gleich dem Bogen setzen können, und es ergiebt sich hieraus folgendes Constructionsverfahren. Man beschreibt mit möglichst großen Radien, deren Differenz gleich der Größe $\Delta\varrho$ ist, concentrische Kreise. Oeffnet man sodann den Zirkel um die Strecke $s_{\nu+1} - s_\nu = \Delta\varrho \operatorname{cotg}\alpha \operatorname{cotg}\gamma$ und schreitet damit von Peripherie zu Peripherie fort, so sind die erhaltenen Stichpunkte annähernd Punkte der Exponentialspirale. Um dieses Constructionsverfahren bei jeder beliebigen Exponentialspirale, die durch die Gleichung $\varrho = r e^{m\varphi}$ gegeben ist, anwenden zu können, soll hier noch bemerkt werden, daß man aus $\frac{\operatorname{tang}\alpha \operatorname{tang}\gamma}{\sqrt{1 - \operatorname{tang}\alpha^2 \operatorname{tang}\gamma^2}} = m$ leicht

$$\operatorname{cotg}\alpha \operatorname{cotg}\gamma = \frac{\sqrt{1 + m^2}}{m} \text{ findet.}$$

---

*) Man könnte allerdings auch mittelst der von Cousinery in seinem „Calcul par le Trait, p. 41", angegebenen Methode eine constructive Lösung dieser Aufgabe bewirken, sie wird jedoch wegen der Kleinheit der linearen Größen unpraktisch.

Es ist daher

$$s = (\varrho - r)\frac{\sqrt{1+m^2}}{m} = r\left(e^{m\varphi} - 1\right)\frac{\sqrt{1+m^2}}{m} \text{ und}$$

$$s_{\nu+1} - s_\nu = \Delta\varrho\,\frac{\sqrt{1+m^2}}{m}.$$

Zur Vergleichung ist die bereits in Figur 2 dargestellte Exponentialspirale in Figur 3 nach der letzteren Methode noch einmal gezeichnet worden. Es wurde $\Delta\varrho = 1$ Millimeter gesetzt. Daraus ergiebt sich

$$s_{\nu+1} - s_\nu = \cotg 30^0 \cotg 8^0 = 12{,}3 \text{ Millimeter.}$$

Nachdem die äußerste Windung mit Hilfe von Sehnen gezeichnet worden war, wurden die Radienvectoren der übrigen Windungen nach der Formel

$$\varrho_n = \varrho_{n+1}\, e^{-2m\pi} = 0{,}6\,\varrho_{n+1} \text{ bestimmt.}$$

Die so erhaltene Figur weicht blos insofern von der wahren Gestalt einer Exponentialspirale ab, als der Punkt B mit dem Punkt A zusammenfallen sollte.

Man kann beim Zeichnen der conischen Schraubenlinie auch eben so leicht von der Darstellung der Verticalprojection derselben ausgehen. Bezeichnet man nämlich die Höhe, welche der beschreibende Punkt über der Horizontalebene erreicht hat, mit h, so ist $\varrho = h \tang\alpha$ und es verhalten sich daher die zu denselben Anomalien gehörigen Höhen h wie die Radienvectoren ϱ der Horizontalprojection. Läßt man die Anomalie φ um gleiche Intervalle $\Delta\varphi$ wachsen und bezeichnet mit h_ν und $h_{\nu+1}$ die zu dem νten und $(\nu+1)$sten Intervall gehörigen Höhen des beschreibenden Punktes, so hat man demnach

$$\frac{h_{\nu+1}}{h_\nu} = \frac{\varrho_{\nu+1}}{\varrho_\nu} = e^{m\Delta\varphi},$$

woraus sich die aufeinander folgenden Höhen h leicht finden lassen, da dem Radiusvector $\varrho = r$ die Höhe

$$h = r \cotg\alpha \text{ entspricht.}$$

Wir geben noch die Tangentenziehung an der conischen Schraubenlinie von gleicher Steigung. Man muß zunächst die Tangente an die Horizontalprojection ziehen. Bei jeder auf Polarcoordinaten bezogenen Curve ist die Subnormale durch den Ausdruck $\frac{d\varrho}{d\varphi}$ gegeben. Bei der Exponentialspirale, deren Gleichung $\varrho = re^{m\varphi}$ ist, hat man daher für die Subnormale $\frac{d\varrho}{d\varphi} = m\varrho$. In dem durchgeführten Beispiele ist

$$m = \frac{\tang\alpha \tang\gamma}{\sqrt{1 - \tang\alpha^2 \tang\gamma^2}} = \sin\alpha \cotg\vartheta = 0{,}08,$$

und es ist daher die Subnormale gleich $0{,}08\,\varrho$. Will man nun in dem Punkte (P_1, P_2) an die Schraubenlinie, Fig. 2, eine Tangente ziehen, so verfährt man in folgender Weise. Man macht AB senkrecht auf dem Radiusvector O_1P_1 und trägt darauf $O_1N = 0{,}08\,O_1P_1$ als Subnormale auf, so ist NP_1 die Normale der Exponentialspirale im Punkte P_1, die darauf senkrecht stehende Linie P_1S_1 ist die Tangente in demselben Punkte und zugleich die Horizontalprojection der Tangente an der Schraubenlinie im Punkte (P_1, P_2). Macht man auf der Normalen die Strecke $P_1P = P_3P_2$, d. i. gleich der Höhe, in welcher sich der Punkt (P_1, P_2) über der Horizontalebene befindet, und den Winkel $P_1PS = 90 - \gamma = 80^0$, also gleich dem Complement des Steigungswinkels, so ist PS die in die Horizontalebene umgelegte Tangente an der Schraubenlinie. In dieser nimmt man den Punkt S beliebig an und zieht SS_1 senkrecht auf P_1S_1 und erhält dadurch in S_1 die Horizontalprojection des Punktes S. Die Verticalprojection S_2 desselben Punktes S findet man, wenn man S_1S_2 senkrecht auf die Basis OX zieht und $S_3S_2 = S_1S$ macht. Die Linie P_2S_2 ist nun die Verticalprojection der Tangente an der Schraubenlinie im Punkte (P_1P_2). Verlängert man die Linie PS bis zum Durchschnitt mit P_1S_1, so entsteht ein rechtwinkeliges Dreieck. In diesem ist die Hypothenuse gleich der Länge der Schraubenlinie vom Punkte (P_1, P_2) bis zur Spitze des Kegels und die in die Richtung P_1S_1 fallende Kathete ist gleich der Länge der Horizontalprojection der Schraubenlinie zwischen denselben Grenzen. Ferner ist PS die Länge der Schraubenlinie zwischen den Punkten P und S und P_1S_1 ist die Länge der Horizontalprojection der Schraubenlinie zwischen denselben Grenzen.

Die Verticalprojection der Tangente an der Schraubenlinie kann man auch ohne Hilfe des Steigungswinkels γ finden. Legt man (Fig .1) durch die Seite OP des Kegels, welche durch den Berührungspunkt P geht, eine Tangentialebene POQ an den Kegel, so enthält dieselbe die Tangente PQ an der Schraubenlinie, ihre horizontale Spur OQ ist leicht zu finden, da sie auf dem Radiusvector OP_1 senkrecht steht und daher der Linie AB in Figur 2 entspricht. Ist nun P_1Q die Tangente an der Horizontalprojection im Punkte P_1, so ist die auf der Horizontalebene senkrecht stehende Ebene PP_1Q die projicirende Ebene der Tangente PQ an der Schraubenlinie und enthält die letztere demnach ebenfalls. Man hat daher nur noch die Verticalprojection von der Durchschnittslinie PQ dieser beiden Ebenen POQ und PP_1Q zu bestimmen.

In Figur 4 ist eine scharfgängige conische Schraube dargestellt, deren Entstehung man sich in folgender Weise gedacht hat. Es wurden zwei Kegel so ineinander gestellt, daß sie die Spitze und die Axe gemeinschaftlich haben. Für die Winkel, welche die gemeinschaftliche Axe mit den Seiten der Kegel bildet, wurde $\alpha = 30^0$ und $\alpha_1 = 20^0$ genommen. Auf dem äußeren Kegel wurde, wie oben, Figur 2, eine Schraubenlinie mit der constanten Steigung $\gamma = 8^0$ gezeichnet. Auf dem inneren Kegel wurde eine correspondirende Schraubenlinie in der Weise dargestellt, daß die

Windungen derselben der Höhe nach in den dritten Theil der Höhendifferenz zweier benachbarter Windungen der Schraubenlinie auf dem äußeren Kegel zu liegen kamen. Es braucht hierbei wohl kaum bemerkt zu werden, daß die innere Schraubenlinie aus der äußeren leicht abgeleitet werden kann. Bewegt man nun ein Dreieck ABC, Fig. 4, so, daß seine Ebene immer in der durch die Axe der Kegel gelegten Ebene liegt, und daß zwei von seinen Ecken, A und B, an zwei benachbarten Windungen der inneren Schraubenlinie hingleiten, die dritte Ecke C aber stets in der correspondirenden Windung der äußeren Schraubenlinie bleibt, so beschreibt dasselbe ein Schraubengewinde, zu welchem der innere Kegel als Schraubenspindel gehört. Von dem fortbewegten Dreieck ist zu bemerken, daß es wohl seine Dimensionen, nicht aber seine Gestalt verändert.

Wenn bei einem Kegel der Winkel an der Spitze sehr klein ist, so wird die Darstellung der Schraubenlinie an demselben unbequem. Man kann sich aber in einem solchen Falle dadurch helfen, daß man mit dem gegebenen Kegel einen anderen, mit einem größeren Winkel an der Spitze, so zusammenstellt, daß ihre Axen und Spitzen zusammenfallen. Beschreibt man nun zunächst auf dem äußeren Kegel eine Schraubenlinie von der Art, daß bei derselben der beschreibende Punkt bei gleichen Anomalien der Horizontalprojection stets dieselbe Höhe über der Horizontalebene hat, wie bei der Schraubenlinie an dem inneren Kegel, so kann man dann von der ersteren leicht auf die letztere übergehen, indem man von einzelnen Punkten der ersteren auf die gemeinschaftliche Axe der Kegel Senkrechte fällt und die Durchschnittspunkte derselben mit dem inneren Kegel bestimmt. Die Steigungswinkel der Schraubenlinie sind natürlich bei beiden Kegeln verschieden, und zwar findet folgender Zusammenhang statt. Es mögen sich die Bezeichnungen ohne Inder auf den äußeren, und die mit dem Inder 1 auf den inneren Kegel beziehen. Die Gleichung der Horizontalprojection der äußeren Schraubenlinie ist

$$\varrho = r\, e^{\sin\alpha \operatorname{cotg}\vartheta\, \varphi}$$ und die der inneren

$$\varrho_1 = r_1\, e^{\sin\alpha_1 \operatorname{cotg}\vartheta_1\, \varphi_1}.$$

Wegen der gleichen Höhen, die der beschreibende Punkt bei beiden Schraubenlinien für gleiche Anomalie φ über der Horizontalebene haben soll, hat man

$$\varrho = h \operatorname{tang}\alpha, \quad \varrho_1 = h \operatorname{tang}\alpha_1,$$

$$r_1 = r\frac{\operatorname{tang}\alpha_1}{\operatorname{tang}\alpha} \text{ und } \varphi = \varphi_1.$$

Substituirt man diese Werthe in den beiden vorstehenden Gleichungen, so erhält man

$$h = \frac{r}{\operatorname{tang}\alpha}\, e^{\sin\alpha \operatorname{cotg}\vartheta\, \varphi} \text{ und}$$

$$h = \frac{r}{\operatorname{tang}\alpha}\, e^{\sin\alpha_1 \operatorname{cotg}\vartheta_1\, \varphi_1}.$$

Hieraus folgt

$$\sin\alpha \operatorname{cotg}\vartheta = \sin\alpha_1 \operatorname{cotg}\vartheta_1,$$

und man kann daher leicht einen von den beiden Winkeln ϑ und ϑ_1 berechnen, wenn der andere gegeben ist. Mit Hilfe der beiden Gleichungen

$$\sin\gamma = \sin\alpha\cos\vartheta \text{ und}$$

$$\sin\gamma_1 = \sin\alpha_1\cos\vartheta_1$$

kann man sodann auch leicht einen von den beiden Steigungswinkeln γ und γ_1 finden, wenn der andere bekannt ist, da durch dieselben die Winkel ϑ und ϑ_1 bestimmt werden.

2. Die Schraubenlinie mit gleicher Ganghöhe am Kegel.

Wir verstehen unter der conischen Schraubenlinie mit gleicher Ganghöhe die Durchschnittslinie des Kegelmantels mit der Schraubenfläche des Cylinders. Aus den Gleichungen des Kegels und der Schraubenfläche kann man daher die Gleichungen dieser Schraubenlinie finden, wenn man aus denselben eine der Variabeln x, y, z eliminirt.*) Indessen führt der folgende Weg einfacher zum Ziele. Giebt

*) Wenn die Schraubenfläche ihre Windungen von der Axe der y aus beginnt und wenn man die Ganghöhe, d. i. die Höhe, auf welche sich die Generatrix nach einer vollen Umdrehung erhoben hat, mit h bezeichnet, so ist

$$\frac{x}{y} = \operatorname{tang}\frac{2\pi z}{h}$$

die Gleichung der rechtsgängigen Schraubenfläche. Als Gleichung des Kegels fanden wir oben

$$z^2 \operatorname{tang}\alpha^2 = x^2 + y^2.$$

Hieraus findet man

$$\sqrt{x^2+y^2} = \frac{\operatorname{tang}\alpha\, h}{2\pi} \operatorname{Arc}\left(\operatorname{tang} = \frac{x}{y}\right) \text{ und}$$

$$z = \frac{h}{2\pi} \operatorname{Arc}\left(\operatorname{tang} = \frac{x}{\sqrt{z^2\operatorname{tang}\alpha^2 - x^2}}\right)$$

als die Gleichungen der Horizontalprojection und der ersten Verticalprojection der conischen Schraubenlinie mit gleicher Ganghöhe. Bezeichnet man mit ϱ und φ Polarcoordinaten, so kann man die erstere von diesen Gleichungen leicht auf die Form

$$\varrho = \frac{\operatorname{tang}\alpha\, h}{2\pi}\varphi \text{ bringen.}$$

Den Neigungswinkel γ der Curve gegen die Horizontalebene erhält man aus der Formel $\operatorname{tang}\gamma = \frac{dz}{\sqrt{dx^2+dy^2}}$. Es ergiebt sich aber aus den vorstehenden Gleichungen leicht:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{hy - 2\pi xz}{hx + 2\pi yz} \text{ und}$$

$$\frac{dz}{dx} = \frac{hz}{hx + 2\pi yz} \text{ und folglich ist}$$

$$\operatorname{tang}\gamma = \frac{\operatorname{cotg}\alpha h}{\sqrt{h^2 + 4\pi^2 z^2}}.$$

Für den Winkel ϑ, den die Schraubenlinie mit der Seite des Kegels bildet, findet man in derselben Weise, wie oben Anmerkung (S. 175):

$$\cos\vartheta = \frac{h}{\sqrt{h^2 + 4\pi^2\sin\alpha^2 z^2}} \text{ oder}$$

$$\operatorname{tang}\vartheta = \frac{2\pi\sin\alpha}{h} z.$$

man einer geraden Linie, die stets durch die Axe des Kegels geht und fortwährend auf derselben senkrecht bleibt, eine zweifache Bewegung, nämlich eine gleichförmig fortschreitende und eine gleichförmig drehende um diese Axe, so bildet die stetige Folge der Durchschnittspunkte dieser geraden Linie mit dem Kegelmantel unsere Schraubenlinie. Bezeichnet man nun die Höhe, welche die fortbewegte Linie nach einer vollen Umdrehung über der Horizontalebene erreicht hat, d. i. die Ganghöhe, mit h, sowie diejenige Höhe der fortbewegten Linie über der Horizontalebene, welche dem Drehungswinkel φ entspricht, mit z, so gilt wegen der Gleichförmigkeit beider Bewegungen und wenn man die Bewegungen von der Spitze des Kegels aus beginnt, die Proportion

$$h : z = 2\pi : \varphi.$$

Bezeichnet man ferner den Winkel, den die Axe mit der Seite des Kegels bildet, mit α, sowie diejenige Strecke auf der fortbewegten Linie, die dann, wenn sie die Höhe z erreicht hat, zwischen der Axe nnd der Oberfläche des Kegels liegt, mit ϱ, so ist $\varrho = z \tang \alpha$. Eliminirt man aus diesen beiden Beziehungen die Größe z, so erhält man

$$\varrho = \frac{h \tang \alpha}{2\pi} \varphi.$$

Da offenbar ϱ und φ die Polarcoordinaten von einem Punkte der Horizontalprojection unserer Schraubenlinie sind, so bildet die vorstehende Relation die Polargleichung derselben und es ergiebt sich hieraus, daß die Horizontalprojection der conischen Schraubenlinie mit gleicher Ganghöhe eine Archimedische Spirale ist.

Die Gleichung der mit dem Kegelmantel zugleich abgewickelten Curve findet man in derselben Weise wie oben bei der conischen Schraubenlinie mit gleicher Steigung. Unter Beibehaltung der dort gewählten Bezeichnungen und mit Bezug auf Figur 1 ist $\varrho\varphi = \sigma\psi$ und $\varrho = \sigma \sin \alpha$, daher auch $\varphi = \frac{\psi}{\sin \alpha}$. Substituirt man diese Werthe in die Gleichung $\varrho = \frac{h \tang \alpha}{2\pi} \varphi$, so erhält man

$$\sigma = \frac{h}{\pi \sin 2\alpha} \psi.$$

Es ist also die abgewickelte Curve ebenfalls eine Archimedische Spirale.

Zieht man an diese abgewickelte Curve eine Tangente, so ist der Winkel, den dieselbe mit dem Radiusvector des Berührungspunktes bildet, gleich dem Winkel, den die Tangente an der Schraubenlinie mit der durch den Berührungspunkt gezogenen Seite des Kegels bildet. Man kann dies eben so leicht durch rein geometrische Betrachtung als durch Rechnung nachweisen.

Aus dem Obigen ergiebt sich, daß die graphische Darstellung der conischen Schraubenlinie mit gleicher Ganghöhe sehr einfach ist, und daß man hier eben so bequem mit dem Zeichnen der Horizontalprojection, als mit dem Zeichnen der Verticalprojection beginnen kann. In Figur 5 ist eine solche conische Schraubenlinie dargestellt, wobei zuerst die Verticalprojection derselben gezeichnet wurde. Das Verfahren ist aus der Figur für sich klar und stimmt mit demjenigen überein, welches man bei der Darstellung der Schraubenlinie am Cylinder anwendet. Der Winkel α, den die Axe mit der Seite des Kegels bildet, wurde zu 30 Grad und die Ganghöhe h zu 8 Millimeter angenommen. Als Gleichung der Horizontalprojection hat man daher

$$\varrho = \frac{8 \tang 30^0}{2\pi} \varphi = 0{,}735\,\varphi.$$

Wir wollen jetzt in dem Punkte (P_1, P_2) eine Tangente an die conische Schraubenlinie Figur 5 ziehen. Die Länge der Subnormale ist bei der Archimedischen Spirale constant und in unserem Falle hat man dafür

$$\frac{d\varrho}{d\varphi} = \frac{h \tang \alpha}{2\pi} = 0{,}735 \text{ Millimeter.}$$

Zieht man daher AB senkrecht auf $O_1 P_1$ und macht $O_1 N = 0{,}735$ Millimeter, so ist NP_1 die Normale im Punkte P_1. Die Senkrechte $P_1 S_1$ auf der Normalen ist die Tangente an der Archimedischen Spirale und zugleich die Horizontalprojection der Tangente an der conischen Schraubenlinie im Punkte (P_1, P_2). Die Verticalprojection derselben findet man nach dem bereits oben, Seite 177, angedeuteten Verfahren zur Tangentenziehung an der conischen Schraubenlinie mit gleicher Steigung. Die Senkrechte AB auf dem Radiusvector $O_1 P_1$ ist die horizontale Spur der Tangentialebene, welche den Kegel in der durch den Berührungspunkt (P_1, P_2) gehenden Seite berührt. Der Durchschnittspunkt der Linien AB und $P_1 S_1$ würde der horizontale Grundschnitt der Tangente sein. Da derselbe aber in zu großer Entfernung liegt, so legt man eine Hilfsebene parallel zur Horizontalebene, welche die Verticalebene in der Linie LM und den Kegel in einem Kreis durchschneidet, dessen Horizontalprojection durch Strichpunkte angegeben ist. Zieht man an diesen Kreis die Tangente RS_1, so ist dieselbe die Horizontalprojection der Durchschnittslinie dieser Hilfsebene mit der Tangentialebene am Kegel und der Durchschnittspunkt S_1 der Linien RS_1 und $P_1 S_1$ ist die Horizontalprojection von einem Punkte in der Tangente. Zieht man nun noch $S_1 S_2$ senkrecht auf OX, so ist der Punkt S_2 die Verticalprojection desselben Punktes der Tangente. Es ist daher $P_2 S_2$ die Verticalprojection der Tangente im Punkte (P_1, P_2) an unserer conischen Schraubenlinie.

Figur 6 giebt schließlich noch die Darstellung einer scharfgängigen conischen Schraube mit gleicher Ganghöhe. Es wurden zwei Kegel so in einander gestellt, daß sie die Spitze und die Axe gemeinschaftlich haben. Der Winkel, welchen die gemeinschaftliche Axe mit der Seite des Kegels

bildete, wurde bei dem äußeren Kegel zu 30° und bei dem inneren Kegel zu 20° angenommen. Auf beiden Kegeln wurden Schraubenlinien mit einer constanten Ganghöhe von 8 Millimeter gezeichnet, und zwar so, daß die Windungen der inneren Schraubenlinie der Höhe nach genau in die Mitte zwischen zwei benachbarte Windungen der äußeren Schraubenlinie zu liegen kamen, oder, was dasselbe ist, es wurde angenommen, daß die äußere Schraubenlinie ihre Windungen von dem positiven, die innere aber von dem negativen Theile der Axe der y aus beginnt. Die Gleichungen der Horizontalprojectionen dieser Schraubenlinien sind daher

$$\varrho = \frac{8 \tan 30^0}{2\pi} \varphi = 0{,}735\,\varphi \text{ und}$$

$$\varrho = \frac{8 \tan 20^0}{2\pi} (\varphi + \pi) = 0{,}463\,\varphi + 1{,}455\,.$$

Legt man nun durch die gemeinschaftliche Axe der Kegel eine Ebene, so durchschneidet dieselbe zwei benachbarte Windungen der inneren Schraubenlinie in den Punkten A und B und die dazwischen liegende Windung der äußeren Schraubenlinie in dem Punkte C. Läßt man diese Ebene um die Axe der Kegel rotiren, so beschreibt das Dreieck ABC das Schraubengewinde.

Zu Benutzung des auf Tafel 27 gebotenen freien Raumes und zu Vorführung einiger nach der obigen Methode gezeichneten praktischen Beispiele ist noch

in Figur 7 eine Spiralfeder von der Art, welche bei gepolsterten Möbeln in Anwendung kommt, in $^1/_3$ der natürlichen Größe;

in Figur 8 ein Schraubenpfahl in $^1/_{25}$ der natürlichen Größe;

in Figur 9 ein Gewindebohrer für rechteckiges Gewinde in natürlicher Größe, und

in Figur 10 ein Gewindebohrer für dreieckiges Gewinde in natürlicher Größe

dargestellt worden.

Allgemeine Methode der Berechnung von Brücken.

Von

L. Molinos und **C. Pronnier.**

(Hierzu Tafel 20, Figur 4 bis 11.)

Nachstehende Abhandlung ist entlehnt aus dem neu erschienenen „Traité théorique et pratique de la Construction des Ponts metalliques, par Molinos et Pronnier. Paris 1857", und soll als eine Probe für die lichtvolle Darstellung dieses ausgezeichneten Ingenieurwerkes dienen. D. Red.

Aufsuchung der Curve der größten Momente. Die Berechnung einer geraden Balkenbrücke umfaßt folgende zwei Operationen: erstens die Bestimmung der größten Inanspruchnahme der Fasern in einem beliebigen Querschnitte, eine Aufgabe, deren allgemeine Lösung große Schwierigkeiten verursacht, und zweitens die hiernach zu vollziehende Dimensionirung des Balkens.

Um einen näheren Blick in das Wesen dieser Untersuchungen zu werfen, fassen wir den allgemeinsten Fall ins Auge, nämlich den Fall eines auf mehreren Stützpunkten in unegalen Abständen ruhenden Brückenträgers, welcher ein constantes und gleichförmig vertheiltes Gewicht (z. B. sein eigenes Gewicht) und ein veränderliches zufälliges Gewicht (z. B. einen darüber hingehenden Eisenbahnzug) zu tragen hat. Betrachtet man nun während der Bewegung dieses Zuges über die Brücke einen beliebigen Querschnitt des Trägers, so ist es einleuchtend, daß sich derselbe hintereinander in sehr verschiedenen Gleichgewichtszuständen befinden werde, welche von der Lage desselben und der Größe der Last abhängig sind. Unsere Aufgabe ist nun aber, eine solche Querschnittsform und Materialvertheilung aufzusuchen, daß nie unter irgend welchen Umständen irgend ein Querschnitt eine höhere Inanspruchnahme erfahre, als eine gewisse im Voraus bestimmte Inanspruchnahme. Dieses Problem läßt sich also aussprechen, wie folgt:

es ist die höchste Inanspruchnahme zu bestimmen, welche jeder Querschnitt des Brückenträgers bei den verschiedenen Stellungen der Last erfährt.

Man wird hierauf eine Curve zu construiren haben, deren Ordinaten dieser höchsten Inanspruchnahme proportional sind, und wird alsdann mit Hilfe dieser Curve durch eine einfache Rechnung die Dimensionen des Balkens bestimmen können.

Hypothesen über die Stellung der zufälligen Last. — Um diese Curve der Momente zu erhalten, müßte man, wenn z. B. für eine einzige Oeffnung l' die Länge

des auf dem Balken befindlichen Zuges bedeutete, das Gleichgewicht des Balkens als Function dieser Länge ausdrücken, alsdann nach l' differentiiren (indem man x für constant annimmt) und das Differential gleich Null setzen; dies würde eine Gleichung geben, aus welcher für jeden Punkt des Balkens derjenige Werth von l' abzuleiten wäre, welcher dem größten Bruchmomente entspricht. Bei Balken mit mehreren Oeffnungen wird aber diese Rechnung so complicirt, daß sie kaum durchführbar ist; man muß daher diese allgemeine Lösung aufgeben und sich auf die Untersuchung einiger besonderer Fälle bezüglich der Stellung der zufälligen Last einschränken, welche die ungünstigsten Verhältnisse für die wichtigsten Querschnitte des Balkens veranlassen, z. B. für die Querschnitte in den Pfeilern und in der Mitte der Oeffnungen. Von den dazwischen liegenden Querschnitten nimmt man an, daß sie sich auch in intermediären Zuständen befinden.

Statt also eine Curve der Maximalmomente zu construiren, beschränkt man sich auf die Darstellung einer Reihe von Curven der den ungünstigsten Bedingungen für die wichtigsten Querschnitte entsprechenden Bruchmomente und betrachtet die größten Ordinaten dieser Curven an jeder Stelle als Näherungswerthe für die Ordinate der Curve der Maximalmomente.

Es ist noch Einiges über die Wahl der Stellung der zufälligen Last zu sagen, um die hauptsächlichsten Querschnitte des Trägers in die ungünstigsten Verhältnisse zu versetzen.

Wenn ein Träger auf zwei Stützen ruht und gleichförmig belastet ist, so befindet sich bekanntlich das größte Bruchmoment im Mittel, und auf den Pfeilern ist dieses Moment gleich Null. Mauert man dagegen den Träger an den Enden ein (d. h. befestigt man denselben auf den Pfeilern so, daß die Tangente der Biegungscurve daselbst horizontal wird), so ist die Inanspruchnahme an den Enden am größten, dagegen im Mittel nur halb so groß und negativ, und es giebt in dem Abstande von $0{,}212\,l$ von den Enden zwei Querschnitte, in welchen das Bruchmoment gleich Null ist. Die Bruchmomente nehmen von den Enden bis zu diesen Punkten stetig ab, und der mittlere Theil des Trägers zwischen den bezeichneten Punkten befindet sich in dem Zustande eines an den Enden frei aufliegenden Balkens.

Betrachtet man nun einen continuirlichen Träger, welcher über mehrere gleichweite Oeffnungen hinweggelegt ist, so verursacht das Gewicht eines Brückenjoches eine Art Einmauerung auf dem Mittelpfeiler, nur ist diese Einmauerung unvollkommen, da das andere Ende des äußeren Brückenjoches frei aufliegt, und sie wird umsomehr modificirt, wenn eine bewegliche Last darüber rollt; hat z. B. der Zug dieselbe Länge, als ein Brückenjoch, so wird sich jedes Joch so ziemlich im Zustande eines frei aufliegenden Balkens befinden, wenn der Zug es gerade bedeckt, dagegen im Zustande des eingemauerten Balkens, wenn die Mitte des Zuges über dem Mittelpfeiler steht.

Zur Vereinfachung werden wir also statt beweglicher, über die Brücke fortschreitender Züge von verschiedener Länge nur verschiedene Stellungen eines Zuges, dessen Länge ein vielfaches der Spannweite ist, ins Auge fassen. So werden wir zunächst den Fall, wo nur ein Joch belastet ist, die anderen aber nur ihr eigenes Gewicht tragen, dann denjenigen Fall betrachten, wo zwei aufeinanderfolgende Joche belastet sind, und also für den Mittelpfeiler das größte Bruchmoment eintritt. Oft braucht man sogar nur den Fall zu erörtern, wo eine Last gleichförmig über der Brücke vertheilt ist, weil die Momente für die Pfeiler in beiden Fällen nicht sehr von einander verschieden sind, zum Wenigsten, wenn die Zahl der Joche einigermaßen beträchtlich ist.

Bei diesen verschiedenen Hypothesen erfahren die Werthe der Bruchmomente der zwischen den Pfeilern und der Mitte liegenden Querschnitte Variationen, welche durch die Curven der Widerstände und die Veränderungen in der Lage der Wendepunkte ausgedrückt werden. Es werden hier keine besonderen Hypothesen bezüglich der Stellung der veränderlichen Last gemacht werden; wenn man mit Hilfe der erwähnten Curven die Curve der Maximalordinaten zieht, so kann man annehmen, daß diese Curve sehr wenig von der theoretischen Curve der Maximalmomente abweichen werde und für die Praxis genügende Werthe gebe.

Zu bemerken ist noch, daß, wenn wir oben von der Aufsuchung des Querschnittes im Mittel sprachen, dies nicht genau richtig ist, denn diese Curven zeigen eben das interessante Resultat, daß die Maxima nicht in der Mitte (halben Länge) der Balken, sondern in der Mitte zwischen den beiden Wendepunkten liegen.

Bestimmung der Querschnitte mittelst der Curve der Maximalmomente. — Sind nun die Curven construirt, und ist die Curve der Maximalmomente durch Verbindung der Enden der größten Ordinaten gefunden, so drückt die Ordinate für jeden Querschnitt die größte Inanspruchnahme aus, welche derselbe erfährt, und wenn R die größte zulässige Belastung der am meisten in Anspruch genommenen Faser, V' den Abstand derselben von der Axe, I das Trägheitsmoment und N die betreffende Ordinate bedeutet, so muß stattfinden:

$$\frac{RI}{V'} = N,$$

und wenn man hierauf die verschiedenen Werthe von N einsetzt, so folgen die Werthe von I und überhaupt die verschiedenen Querschnitte des Balkens.*)

*) Eigentlich ist der gefundene Werth von I nicht richtig, da man die Curve der Momente unter der Annahme eines gleichförmigen Querschnittes construirt hat, jedoch ist diese Näherung für die Praxis genügend

Dieser zweite Theil der Aufgabe ist daher sehr einfach und wird durch Beispiele ausführlich dargelegt werden. Es erübrigt nun, die verschiedenen Methoden zur Bestimmung der Curven der Widerstandsmomente und die Eigenschaften der letzteren ausführlich durchzugehen.

Methode von Bélanger. — Betrachten wir den allgemeinen Fall eines über mehrere Oeffnungen hinweggelegten Trägers mit gleich hohen, aber ungleich weit von einander abstehenden Pfeilern (vergl. Tafel 20, Figur 4), so seien l', l'' ... die verschiedenen Abstände der $n + 1$ Pfeiler R', R'' ... die Pfeilerdrücke, p', p'' ... das Eigengewicht pro Meter Länge für die einzelnen Brückenjoche, welches als constant angenommen wird. Legt man die Axe der x in die neutrale Axe des Trägers und zählt man die Ordinaten y von dem linken Ende an, so erhält man als Gleichung zwischen dem Elasticitätsmoment des Balkens und der Summe der Momente der äußeren Kräfte:

für das erste Joch:*)

$$(1)\quad \frac{RI}{V'} = \frac{\varepsilon d^2y}{dx^2} = \frac{p'x^2}{2} - R'x,$$

für das zweite Joch:

$$(2)\quad \frac{\varepsilon d^2y}{dx^2} = p'l'\left(x - \frac{l'}{2}\right) + p''\frac{(x-l')^2}{2} - R'x - R''(x - l'),$$

für das dritte Joch:

$$(3)\quad \frac{\varepsilon d^2y}{dx^2} = p'l'\left(x - \frac{l'}{2}\right) + p''l''\left(x - l' - \frac{l''}{2}\right) + p'''\frac{(x - l' - l'')^2}{2} - R'x - R''(x - l') - R'''[x - (l' + l'')]$$

u. s. w.

Hierin sind die Pfeilerdrücke R', R'' ... unbekannt, und um sie aufzusuchen muß man zweimal integriren, wobei man erhält:

für das erste Joch:

$$(a_1)\quad \frac{\varepsilon dy}{dx} = \frac{p'x^3}{6} - \frac{R'x^2}{2} + A_1,$$

$$(b_1)\quad \varepsilon y = \frac{p'x^4}{24} - \frac{R'x^3}{6} + A_1 x + B_1,$$

für das zweite Joch:

$$(a_2)\quad \frac{\varepsilon dy}{dx} = p'l'\left(\frac{x^2}{2} - \frac{l'x}{2}\right) + \frac{p''}{2}\left(\frac{x^3}{3} - l'x^2 + l'^2x\right) - \frac{R'x^2}{2} - R''\left(\frac{x^2}{2} - l'x\right) + A_2,$$

$$(b_2)\quad \varepsilon y = p'l'\left(\frac{x^3}{6} - \frac{l'x^2}{4}\right) + \frac{p''}{2}\left(\frac{x^4}{12} - \frac{l'x^3}{3} + \frac{l'^2x^2}{2}\right) - \frac{R'x^3}{6} - R''\left(\frac{x^3}{6} - \frac{l'x^2}{2}\right) + A_2x + B_2,$$

für das dritte Joch:

$$(a_3)\quad \frac{\varepsilon dy}{dx} = p'l'\left(\frac{x^2}{2} - \frac{l'x}{2}\right) + p''l''\left[\frac{x^2}{2} - \left(l' + \frac{l''}{2}\right)x\right] + p'''\left[\frac{x^3}{3} - (l' + l'')x^2 + (l' + l'')^2x\right] - (R' + R'' + R''')\frac{x^2}{2} + (R'' + R''')l'x + R'''l''x + A_3,$$

$$(b_3)\quad \varepsilon y = p'l'\left(\frac{x^3}{6} - \frac{l'x^2}{4}\right) + p''l''\left[\frac{x^3}{6} - \left(l' + \frac{l''}{2}\right)x^2\right] + \frac{p''}{2}\left[\frac{x^4}{12} - (l' + l'')\frac{x^3}{3} + (l' + l'')^2\frac{x^2}{2}\right] - (R' + R'' + R''')\frac{x^3}{6} + (R'' + R''')\frac{l'x^2}{2} + R'''l''\frac{x^2}{2} + A_3x + B_3$$

u. s. w.

Durch die Integration sind nun abermals $2n$ neue Unbekannte $A_1 B_1 A_2 B_2$ u. s. w. eingeführt worden, sodaß nunmehr die Zahl der Unbekannten $3n + 1$ geworden ist, deren Bestimmung auf folgenden Betrachtungen beruht.

Die Biegungscurven der einzelnen Brückenjoche gehen über den Pfeilern in einander über, haben also daselbst gleiche Tangenten und Ordinaten, und diese Ordinaten selbst sind gleich Null. Wenn man also in den Gleichungen (a_1), (a_2), (a_3) u. s. w., $x = l'$, $x = l' + l''$ u. s. w. substituirt, so kann man sie paarweise gleich setzen, was $n - 1$ Gleichungen giebt. Ferner, wenn man in den Gleichungen (b_1), (b_2) u. s. w., $x = 0$, $x = l'$, $x = l' + l''$ u. s. w. setzt, so müssen die erhaltenen Werthe von y gleich Null sein, was wiederum $n + 1$ Gleichungen giebt. Aus diesen $2n$ Gleichungen bestimmen sich die $2n$ Constanten $A_1 A_2 B_1 B_2$ u. s. w. als Functionen der Pfeilerdrücke R', R'' u. s. w. Nun müssen weiter die Gleichungen (b_1) und (b_2), (b_2) und (b_3) u. s. w. dasselbe Resultat geben, wenn man darin $x = l'$, $x = l' + l''$ u. s. w. nimmt, woraus sich wieder $n - 1$ Gleichungen ergeben, und endlich muß zwischen den Pfeilerdrücken und dem Brückengewicht Gleichgewicht sein, daher hat man:

$$R' + R'' + \cdots = p'l' + p''l'' + \cdots,$$

und wenn man die Momente nimmt:

$$R''l' + R'''(l' + l'') + \cdots = \frac{p'l'^2}{2} + p''l''\left(l' + \frac{l''}{2}\right) + \cdots.$$

Im Ganzen sind daher $n + 1$ neue Gleichungen gewonnen, welche zur Bestimmung der noch übrigen Unbekannten ausreichen.

Dieses Verfahren führt also zur sicheren Bestimmung der Pfeilerdrücke R', R''..., und wenn man die gefundenen Ausdrücke in die Gleichungen (1), (2), (3) u. s. w. substituirt, so kann man dann für jeden Werth von x, also für

*) ε bedeutet das Product aus dem Elasticitätsmodulus E und dem Trägheitsmoment I. D. Red.

jeden Querschnitt des Balkens den Werth von $\frac{RI}{V'}$ berechnen und eine Curve construiren, wo diese Werthe der Bruchmomente die Ordinaten zu den Abständen x bilden. Diese Berechnungen werden aber sehr langwierig, sobald die Zahl der Brückenfelder beträchtlicher ist, z. B. für eine Brücke mit 6 Jochen hat man $3 . 6 + 1 = 19$ Gleichungen zu lösen.

Methode von Clapeyron. — Clapeyron hat ein Verfahren angegeben, welches bedeutend schneller zum Ziele führt, indem die Integrationsconstanten, welche die vorstehende Methode so complicirt machten, hier wegfallen. Sein Verfahren ist Folgendes:

Sei Q_0 das von den vorausgehenden Brückenfeldern abzuleitende Bruchmoment eines continuirlichen Trägers auf dem Pfeiler a (Tafel 20, Figur 5), Q'_0 dasjenige auf dem Pfeiler b, Q das Bruchmoment an einer beliebigen Stelle dazwischen, ferner α_0, α'_0 und α der Tangentenwinkel bei a, bei b und für einen dazwischen liegenden Punkt m, p aber das Gewicht pro laufendes Meter, so hat man für einen Punkt m im Abstande x von a:

$$Q = Q_0 + \frac{px^2}{2} - Ax,$$

wo A den aus dem Brückenfelde AB entspringenden Pfeilerdruck in a bedeutet.

Um A zu eliminiren, nimmt man die Momente in Bezug auf b:

$$Q_0' - Q_0 + Al - \frac{pl^2}{2} = 0, \text{ woraus}$$

$$A = \frac{pl}{2} + \frac{Q_0 - Q_0'}{l}$$

folgt, und erhält nun:

$$(1) \qquad Q = Q_0 + \frac{px^2}{2} - \left(\frac{pl}{2} + \frac{Q_0 - Q_0'}{l}\right) x.$$

Weil nun $Q = \frac{\varepsilon d^2 y}{dx^2}$, so erhält man durch doppelte Integration:

$$(2) \quad \frac{dy}{dx} = \alpha = \alpha_0 + \frac{px^3}{6\varepsilon} - \left(\frac{pl}{2} + \frac{Q_0 - Q_0'}{l}\right)\frac{x^2}{2\varepsilon} + \frac{Q_0 x}{\varepsilon}.$$

Die Constante ist α_0, weil für $x = 0$ $\alpha = \alpha_0$ ist. Setzt man hier $x = l$, so wird

$$(3) \qquad \frac{dy}{dx} = \alpha_0' = \alpha_0 - \frac{pl^3}{12\varepsilon} + (Q_0 + Q_0')\frac{l}{2\varepsilon},$$

und integirt man Gleichung (2) nochmals, so wird

$$(4) \quad y = \alpha_0 x + \frac{px^4}{24\varepsilon} - \left(\frac{pl}{2} + \frac{Q_0 - Q_0'}{l}\right)\frac{x^3}{6\varepsilon} + \frac{Q_0 x^2}{2\varepsilon},$$

wo die Constante $= 0$ ist, weil für $x = 0$ auch $y = 0$ wird.

Für $x = l$ wird $y = 0$, also:

$$0 = \alpha_0 l + \frac{pl^4}{24\varepsilon} - \left(\frac{pl}{2} + \frac{Q_0 - Q_0'}{l}\right)\frac{l^3}{6\varepsilon} + \frac{Q_0 l^2}{2\varepsilon}$$

oder

$$(5) \qquad \alpha_0 = \frac{pl^3}{24\varepsilon} - \frac{l}{6\varepsilon}(2Q_0 + Q_0'),$$

und wenn man diesen Werth in den Ausdruck für α'_0 substituirt, erhält man:

$$(6) \qquad \alpha_0' = \frac{pl^3}{24\varepsilon} + \frac{l}{6\varepsilon}(Q_0 + 2Q'_0).$$

Setzt man nun

$$(a) \quad \begin{cases} \alpha_0 = \frac{l^3}{24\varepsilon}\vartheta, & \alpha_0' = \frac{l^3}{24\varepsilon}\vartheta', \\ Q_0 = \frac{2}{8}ql^2, & Q_0' = \frac{2}{8}q'l^2, \end{cases}$$

so ergiebt sich aus (5) und (6)

$$\vartheta = q - 2q - q' \text{ und } \vartheta' = -p + q + 2q',$$

daher

$$(7) \qquad q' = p - 2q - \vartheta,$$

$$(8) \qquad \vartheta' = p - 3q - 2\vartheta.$$

Mittelst der letzteren beiden Gleichungen bestimmt man das Moment und die Tangente für einen Pfeiler, wenn man diese Größen für den vorhergehenden Pfeiler und die Kräfte kennt, welche auf das Brückenfeld zwischen diesen beiden Pfeilern einwirken. Es ergiebt sich nun leicht, wie man diese Relationen bei Berechnung einer Brücke anwenden kann.

Seien (Tafel 20, Figur 4)

Q_0 und α_0 Bruchmoment und Tangente für das Widerlager einer Brücke mit n gleichen Feldern;
q, ϑ die obigen Hilfsgrößen;
Q_0', α_0', q_1', ϑ_1' dieselben Größen für den ersten Pfeiler;
Q_0^n, α_0^n, q^n, ϑ^n dieselben Größen für das nte Feld;
p', p'', p''' ... p^n das Gewicht pro laufendes Meter,

so geben die Relationen (7) und (8):

$$(b) \quad \begin{array}{ll} \text{für das erste Feld} & \begin{cases} q' = p' - 2q - \vartheta \\ \vartheta' = p' - 3q - 2\vartheta, \end{cases} \\ \text{„ „ zweite „} & \begin{cases} q'' = p'' - 2q' - \vartheta' \\ \vartheta'' = p'' - 3q' - 2\vartheta', \end{cases} \\ \vdots & \vdots \\ \text{„ „ nte „} & \begin{cases} q^n = p^n - 2q^{n-1} - \vartheta^{n-1} \\ \vartheta^n = p^n - 3q^{n-1} - 2\vartheta^{n-1}, \end{cases} \end{array}$$

also hat man 2n Gleichungen unter $2n + 2$ Unbekannten. Man kann aber jede von den Größen q, ϑ ... q^n, ϑ^n als Function von zweien derselben Größen, z. B. q' und ϑ' ausdrücken, wir können ferner das Bruchmoment auf den äußersten Stützpunkten gleich Null setzen, d. h. $q = 0$ und $q^n = 0$, sodaß man zwei Gleichungen erhält, worin blos q' und ϑ' vorkommen. Hat man diese beiden Größen hieraus eliminirt, so bestimmen sich die übrigen Hilfsgrößen und ebenso die Momente Q_0 und Q_0' aus den Gleichungen (a).

Wenn die Spannweite der Brückenjoche ungleich ist, so ist das Verfahren etwas abweichend:

Seien

Q_0, Q_0', Q_0'' die Bruchmomente über den verschiedenen Pfeilern,

und setzen wir:

$$(c)\quad \begin{cases} Q_0' = \frac{2}{8} q_1' l'^2 = \frac{2}{8} q_2' l''^2 \\ Q_0'' = \frac{2}{8} q_1'' l''^2 = \frac{2}{8} q_2'' l'''^2, \end{cases}$$

ferner:

$$(d)\quad \begin{cases} \alpha'_0 = \frac{l'^3}{24\varepsilon} \vartheta_1' = \frac{l''^3}{24\varepsilon} \vartheta_2' \\ \alpha_0'' = \frac{l''^3}{24\varepsilon} \vartheta_1'' = \frac{l'''^3}{24\varepsilon} \vartheta_2'', \end{cases}$$

so erhält man:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{für das erste Feld} & \begin{cases} q_1' = p' - 2q - \vartheta \\ \vartheta_1' = p' - 3q - 2\vartheta, \end{cases} \\ \text{„ „ zweite „} & \begin{cases} q_1'' = p'' - 2q_2' - \vartheta_2' \\ \vartheta_1'' = p'' - 3q_2' - 2\vartheta_2', \end{cases} \\ \vdots & \vdots \\ \text{„ „ n te „} & \begin{cases} q_1^n = p^n - 2q_2^{n-1} - \vartheta_2^{n-1} \\ \vartheta_1^n = p^n - 3q_2^{n-1} - 2\vartheta_2^{n-1}. \end{cases} \end{array}\right\} (e)$$

In diesen Gleichungen ist der Werth der Momente und Tangenten als Function der zwei Größen q_1', q_2' und ϑ_1', ϑ_2' ... ausgedrückt, je nachdem man sie in Bezug auf das vorhergehende oder nachfolgende Brückenfeld nimmt, aber alle diese Größen sind paarweise durch die Relationen (c) und (d) verbunden. Man muß daher zunächst mit Hilfe dieser Relationen ein System von Unbekannten als Function des anderen ausdrücken, z. B. q_2', q_2'', q_2''' ... und ϑ_2', ϑ_2'', ϑ_2''' ... eliminiren, damit die Gleichungen (e) nur noch q_1', q_1'' ... enthalten; alsdann hat man die Rechnung gerade so wie vorhin durchzuführen, indem man alle diese Größen als Function von zweien derselben darstellt, welche man durch Nullsetzen der Momente über den Widerlagern erhält.

Die Voraussetzung ungleicher Abstände bringt sonach keine zu große Complication in die Rechnung; man wird übrigens in der Praxis fast nie diesem Falle begegnen, da meist eine gewisse Zahl von Jochen gleich weit sein wird.

Im Vorstehenden wurde vorausgesetzt, daß die Stützpunkte in gleicher Höhe lägen, was meistentheils der Fall sein wird. Wollte man aber eine Brücke berechnen, deren Stützpunkte verschiedene Höhe hätten, so hätte man in der Rechnung nur statt der Bedingung, daß am Ende jedes Brückenjoches die Einbiegung $y = 0$ sein solle, die Bedingung einzuführen, daß sie dort den bezüglichen Werth annehmen solle. Man würde also in die Gleichung der Curve eine Constante bekommen, aber dieser Fall ist von zu geringer Wichtigkeit, als daß man sich länger dabei aufzuhalten brauchte.

Die beiden vorgeführten Methoden sind übrigens, so verschieden sie auch von vornherein erscheinen mögen, nur in der Form verschieden, und man kann leicht eine Formel in die andere übergehen lassen. Sind z. B. A und A′ die Pfeilerdrücke für einen Balken ab (Tafel 20, Figur 5), Q_0 und Q_0' die aus den benachbarten Brückenfeldern entspringenden Bruchmomente, so hat man für den Punkt m:

$$Q_m = \frac{px^2}{2} - Ax,$$

und für den Punkt m′:

$$Q_{m'} = \frac{px^2}{2} - Ax - (A' + A_1')(x - l).$$

Verlegt man für die letztere Gleichung den Anfangspunkt der Coordinaten nach b, so wird:

$$Q_{m'} = \frac{p(x' + l)^2}{2} - A(x' + l) - (A' + A_1')x'.$$

Bemerkt man nun, daß

$$Q_0' = \frac{pl^2}{2} - Al \text{ und } A' = pl - A,$$

so ergiebt sich:

$$Q_m = Q_0' + \frac{px'^2}{2} - A_1'x,$$

oder die nämliche Gleichung, welche dem Clapeyron'schen Verfahren zu Grunde gelegt wurde.

Zu bemerken ist schließlich, daß diese Berechnungsmethoden für Träger mit verschiedenem Trägheitsmoment in verschiedenen Querschnitten streng genommen nicht anwendbar sind, weil diese Verschiedenheit nicht ohne Einfluß auf die Biegungscurve und die Lage der Wendepunkte, so wie auf die Pfeilerdrücke und die Gleichung der Momente sein kann. Man begeht nämlich in der Rechnung den Fehler, daß man bei der Integration der Gleichungen das Moment des Trägheitsmomentes I als constant ansieht. Wollte man die Rechnung genau führen, so müßte man I als eine solche Function von x ausdrücken, welche das Gesetz der Variation darstellte, und auf beiden Seiten integriren. Man könnte z. B. annehmen, daß I genau wie die Bruchmomente variire, und dafür eine parabolische Function von der Form $I = ax^2 + bx + c$ einführen. In diesem Falle wird der Krümmungsradius ϱ constant, und die Biegungscurve wird ein Kreisbogen. Wenn aber der Träger aus einem Blechbalken besteht, so wäre diese Hypothese nicht richtig, da hier I sich nicht stetig, sondern an bestimmten Punkten sprungweise ändert. Man kann auch dieser Hypothese genau Rechnung tragen, wie im dritten Capitel gelehrt werden wird, denn die genaue Berechnung der Einbiegungen eines Trägers mit variablem Querschnitt läuft auf dieselbe Frage hinaus. Uebrigens führt diese genaue Berechnungsweise auf so große Complicationen, daß man sie in der Praxis vermeiden muß, indem der begangene Fehler nicht so groß ist, daß eine so knaupelige und schwierige Untersuchung lohnte.

Eigenschaften der Curven der Bruchmomente. — Die Curven, welche die Bruchmomente darstellen, zeigen einige bemerkenswerthe Eigenschaften, welche in den skizzirten Rechnungen wesentliche Erleichterungen herbeiführen und zu erwünschten Proben Anlaß geben.

Wenn man die Curven der Widerstände für beliebige zufällige Belastungen bei gleichförmiger Vertheilung genauer betrachtet, so ersieht man, daß sie alle von der Form

$$Q = \frac{px^2}{2} - Ax + Q_1 \text{ oder}$$
$$y = ax^2 + bx + c,$$

sind, und man schließt hieraus:

1. die Curven, welche die Bruchmomente für Balken mit gleichförmig vertheilten Belastungen darstellen, sind Parabelbögen;
2. die Axen dieser Parabeln sind stets vertical;
3. der Parameter der Parabeln hängt nur von der gleichförmig vertheilten Last $\frac{1}{p}$ ab.

Hieraus ergiebt sich:

daß die Curve von der Länge unabhängig ist, daß also Träger von verschiedener Länge, welche mit demselben Gewicht pro Längeneinheit belastet sind, dieselbe Parabel als Curve der Widerstände erhalten, wobei sie nur in Bezug auf die Coordinatenaxen verschoben ist;

daß ferner auch bei einer Brücke mit mehreren Jochen und gleichförmig vertheilter Belastung die Curven der Widerstandsmomente für jedes Joch gleiche Parabeln sind, jedoch mit verschiedener Lage der Axen.

Vereinfachung der Rechnung. — Da wir oben gesehen haben, daß man bei der Berechnung von Brücken mit mehreren Jochen jedes einzelne Joch nur für den Fall der Belastung mit seinem Eigengewicht (p Kilogr. pro laufendes Meter), oder für den Fall der Belastung mit einem Zuge (p' Kilogr. pro laufendes Meter) zu berechnen braucht, so sieht man, daß man also nur zwei Parabeln zu betrachten hat, wovon die eine den Parameter $\frac{1}{p}$, die andere den Parameter $\frac{1}{p'}$ hat; man kann daher die Zahl der auszuführenden Rechnungen sehr abkürzen und sich oft mit der Berechnung der Momente für die Pfeiler begnügen. Stellt man sich z. B. eine Brücke mit 5 Bogen vor, so suchen wir zunächst die Curve der Widerstandsmomente für den Fall, wo die zufällige Last auf dem ersten Joche ruht, die Belastung also p' beträgt, während die übrigen Joche mit p belastet sind. Wir berechnen nach einer der oben angegebenen Methoden die Momente für die Pfeiler und tragen daselbst (Figur 6) Ordinaten bb', cc' u. s. w. als Repräsentanten dieser Momente auf. Verzeichnen wir dann auf zwei Papierstreifen zwei Parabeln, wovon die eine $\frac{1}{p}$ die andere $\frac{1}{p'}$ zum Parameter hat, und verschieben wir dieselben derartig, daß die Tangente an dem Scheitel horizontal bleibt, die Parabelschenkel aber durch die Punkte a und b hindurch gehen, so haben wir die richtige Lage der Curven für das erste Joch und können sie ebenso für alle übrigen Joche erhalten. Man hat also nur vier Ordinaten zu berechnen und erhält doch, wenn der Maßstab nicht zu klein gewählt war, alle Widerstandsmomente mit genügender Sicherheit.

Ehe wir weiter gehen, müssen wir noch hervorheben, daß diese bemerkenswerthe Eigenschaft der Curven der Bruchmomente noch allgemeiner ist, als bisher dargelegt wurde. Betrachtet man z. B. einen über zwei Stützen gelegten Balken, welcher durch eine oder mehrere bewegliche Lasten gebogen wird, so fragt sich, wie die Curve beschaffen sei, welche für jede Stellung dieser Lasten die Bruchmomente darstellt. Ist z. B. P ein einziges Gewicht (Figur 7), so giebt die Gleichung

$$\frac{\varepsilon d^2 y}{dx^2} = Px - \frac{Px^2}{l}$$

das Moment für den Punkt M; aber diese Gleichung gehört einer Parabel an mit dem Parameter $\frac{l}{2P}$.

Hat man dagegen drei bewegliche Lasten P, P', P'' in den Abständen δ und δ' von einander, z. B. die Räder einer Maschine, so hat man, wenn die zweite Last im Abstande x vom Anfangspunkte steht, die Gleichung

$$\frac{\varepsilon d^2 y}{dx^2} = \left[\frac{P}{l}(l - x + \delta) + \frac{P'}{l}(l - x) + P''(l - x - \delta')\right] x,$$

welche ebenfalls einer Parabel vom Parameter

$$\frac{l}{2(P + P' + P'')} \text{ zugehört.}$$

Man kann daraus den Schluß ziehen, daß für eine Brücke mit einer beliebigen Zahl von einzelnen Gewichten die Curve, welche die Bruchmomente für die verschiedenen Stellungen der beweglichen Last ausdrückt, eine Parabel mit dem Parameter $\frac{l}{2\,\Sigma(P)}$ sei.

Kraft, welche auf Abscheeren hinwirkt. — Im Vorstehenden ist stets nur von der einen der drei Gleichgewichtsgleichungen*) die Rede gewesen; wir müssen jetzt

*) Betrachtet man in einem durch verticale äußere Kräfte gebogenen, an dem einen Ende eingemauerten horizontalen Balken einen verticalen Querschnitt, so wird in demselben Gleichgewicht zwischen den äußeren und inneren Kräften vorhanden sein, wenn folgende drei Bedingungen erfüllt sind: 1. muß die Summe der Momente der Kräfte in Bezug auf die Axe z gleich Null sein (y bedeutet die verticale, x die horizontale und in der Längenaxe des Balkens liegende, z die auf der Verticalebene xy senkrecht stehende zweite horizontale Coordinatenaxe); 2. muß die Resultante der Kräfte in Bezug auf die Axe x gleich Null sein; 3. muß die Resultante der Kräfte in Bezug auf die Axe y gleich Null sein. D. Red.

auch noch die Bedeutung der beiden anderen ins Auge fassen. Dieselben verlangen Gleichgewicht in Bezug auf eine horizontale und eine verticale Axe, und die erstere bedeutet, daß die neutrale Axe durch den Schwerpunkt gehen müsse, die letztere dagegen, daß zwei unendlich nahe Querschnitte in verticaler Richtung dem Bestreben, an einander verschoben zu werden, d. h. einer Kraft, welche auf Abscheeren hinwirkt, ausgesetzt sind. Letztere Kraft läßt sich leicht bestimmen.

Denn, wenn für ein Brückenjoch die Pfeilerdrücke, welche aus seinem Gewicht entspringen, mit A und A' und die gleichförmig vertheilte Last mit p bezeichnet wird (vergl. Figur 8), so findet man die Größen dieser Verticalkraft F im Abstande x vom Auflager durch

$$F + A = px \text{ oder } F = px - A,$$

woraus man ersieht (vergl. Figur 9), daß das Gesetz, nach welchem die Kraft F variirt, durch die Ordinaten einer Geraden ausgedrückt wird, welche die Axe der x in demjenigen Punkte schneidet, wo das größte Bruchmoment vorhanden ist,*) und deren größte Ordinate über dem Pfeiler liegt.

Es ist bemerkenswerth, daß der Ausdruck für F der Differentialquotient der Gleichung der Bruchmomente ist; in der That, wenn man einen gleichförmig mit der Last p pro laufendes Meter belasteten Balken betrachtet, so ist $p.dx.x$ der Zuwachs des Momentes des Gewichtes px, welches am Hebelarme dx angreift, und $-Adx$ ist der Zuwachs des Momentes, welches aus dem Gegendruck entspringt, $(px - A)\,dx$ ist der totale Zuwachs des Momentes, $px - A$ ist sonach die Verticalkraft in dem betrachteten Querschnitte, sodaß man sich vorstellen kann, die verticale Wand habe die Function, den Zuwachs des Bruchmomentes von einem Querschnitte an den nächsten zu übertragen. Man fühlt den engen Zusammenhang dieser zwei Gesichtspunkte noch mehr, wenn man sich den extremsten Fall vergegenwärtigt, wo die Kräfte sämmtlich normal zu den Querschnitten gerichtet sind, und wo folglich nach der obigen Theorie die Function der verticalen Wand gleich Null wird, z. B. einen Stab, welcher dem Zuge oder der Zusammenpressung ausgesetzt ist, einen Bogen mit gleichförmig vertheilter Belastung, auf dessen Fuße eine Horizontalkraft wirkt und welcher genau die Gestalt der Parabel der Drücke besitzt.

Sehen wir jetzt, welchen Nutzen man hieraus ziehen kann. Betrachtet man den Querschnitt AB (Figur 10), so werden die horizontalen Kräfte R natürlich bedeutend größer sein, als die Kraft P, sobald die Länge $CD = l$ einigermaßen groß ist gegen den Abstand $AC = b$, und man wird die verticalen Kräfte außer Acht lassen können. Je näher aber der Angriffspunkt der Kraft P dem Querschnitte AB rückt, umsomehr gestalten sich die Verhältnisse anders.

Die Gleichgewichtsgleichung eines solchen Balkens ist:

$$\frac{\varepsilon d^2 y}{dx^2} = \frac{RI}{V'} = P\,(l - x),$$

und macht man $x = l$, so wird also $\frac{RI}{V'} = 0$, d. h. das Moment ist gleich Null. Trotzdem darf man aber nicht etwa auch die Dimensionen an dieser Stelle bis auf Null reduciren, denn obige Gleichung berücksichtigt nur eine Bedingung des Gleichgewichtes, während doch auch der auf Abscheeren wirkenden Kraft Rechnung getragen werden muß. Dieselbe darf also zwar für Querschnitte, wo das Bruchmoment bedeutend ist, vernachläßigt werden, muß aber beachtet werden, wo dieses Moment gering oder gleich Null ist.

Bei Balken mit mehreren Stützpunkten haben wir nun solche Punkte zu unterscheiden, wo die Bruchmomente gleich Null sind, nämlich die Wendepunkte, welche durch die Durchschnitte der Parabel der Momente mit der Axe der x gefunden werden. Für solche Punkte (wie H in Figur 9) muß also der Querschnitt den Ordinaten HI gemäß bestimmt werden. Da diese Ordinaten Kräfte, nicht Momente, darstellen, so kommt es nicht auf die Gestalt des Querschnittes an, sondern, wenn S den Inhalt und R den Festigkeitsmodulus für relative Festigkeit, F aber die Kraft zum Abscheeren bedeutet, so hat man:

$$SR = F.$$

Bei Blechbrücken wird diese Untersuchung meist unwesentlich sein, weil einerseits die vorstehende Beziehung auf einen geringeren Querschnitt führt, als man aus constructiven Gründen wählen muß, und weil andererseits die Veränderlichkeit der Belastung nöthigt, mehrere Parabeln in Betracht zu ziehen, deren Wendepunkte nothwendigerweise verschieden sind, sodaß die Curve der Maximalcoordinaten höhere Werthe verlangt; jedoch thut man bei Berechnung von Brücken mit großer Spannweite wohl, die verticale Wand für den ganzen Widerstand gegen Abscheeren zu berechnen, und nur einen niederigen Coefficienten anzunehmen, wenn die Träger hoch werden.

Uebrigens ist es sehr nöthig, den ganzen Querschnitt über den Pfeilern auf kurze Länge so zu verstärken, daß die Balken sich nicht unter dem Einflusse des Auflagerdruckes verbiegen können.

(Als Beispiel für die Durchführung der Berechnung einer Brücke entlehnen wir nachstehend aus unserer Quelle noch die Berechnung der Brücke von Langon, welche aus continuirlichen Blechträgern auf vier Stützen, also mit drei Brückenfeldern, construirt ist.)

*) Es ist klar, daß die Kraft zum Abscheeren hier 0 sein muß, denn da die Krümmung der Größe der Biegungsmomente proportional sein muß, so folgt, daß in dem Punkte des größten Bruchmomentes, wo die Tangente horizontal ist, auch die Resultirende der Kräfte horizontal und daher die Verticalkraft gleich Null sein muß.

Berechnung der Brücke von Langon. — Bei dieser Brücke hat man vier Zustände der Belastung berücksichtigt, nämlich:

1. wenn blos das erste Feld belastet ist;
2. wenn blos das zweite Feld belastet ist;
3. wenn blos die beiden ersten Felder belastet sind;
4. wenn die ganze Brücke belastet ist.

Die beiden ersten Fälle geben die größten Momente für die Mitte der Träger, der dritte Fall giebt das größte Moment für die Pfeiler. Die gleichförmige Belastung der ganzen Brücke führt auf geringere Werthe sowohl für die Pfeiler, als für die Mittel der Felder, ist aber interessant, insofern sie die Inanspruchnahme der Brücke bei symmetrischer Belastung zeigt.

Wenn ein Träger auf vier Pfeilern ruht, so seien (Figur 11):

l', l'', l''' die Längen der drei Brückenjoche;
p', p'', p''' die Belastungen pro laufendes Meter;
Q_0 das Bruchmoment für das erste Joch;
α_0 der Tangentenwinkel gegen den Horizont am ersten Stützpunkte;
q, ϑ die beiden damit proportionalen Größen (vgl. S. 183);
Q_0', Q_0'', Q_0''', α_0', α_0'', α_0''', q_1', q_1'', q_1''', ϑ_1', ϑ_1'', ϑ_1''', die analogen Werthe für die übrigen Stützpunkte, so wie es in Figur 9 beigeschrieben ist,

alsdann erhält man folgende Gleichungen:

Für das erste Feld:

(1) $$Q_0 = \frac{2}{8} q\, l'^2 = 0,$$

(2) $$Q_0' = \frac{2}{8} q_1' l'^2,$$

(3) $$\alpha_0 = \frac{l'^3}{24\,\varepsilon} \vartheta,$$

(4) $$\alpha_0' = \frac{l'^3}{24\,\varepsilon} \vartheta_1',$$

(5) $$q_1' = p' - 2q - \vartheta,$$

(6) $$\vartheta_1' = p' - 3q - 2\vartheta.$$

Für das zweite Feld:

(1') $$Q_0' = \frac{2}{8} q_2' l''^2,$$

(2') $$Q_0'' = \frac{2}{8} q_1'' l''^2,$$

(3') $$\alpha_0' = \frac{l''^3}{24\,\varepsilon} \vartheta_2',$$

(4') $$\alpha_0'' = \frac{l''^3}{24\,\varepsilon} \vartheta_1'',$$

(5') $$q_1'' = p'' - 2q_2' - \vartheta_2',$$

(6') $$\vartheta_1'' = p'' - 3q_2' - 2\vartheta_2'.$$

Für das dritte Feld:

(1'') $$Q_0'' = \frac{2}{8} q_2'' l'''^2,$$

(2'') $$Q_0''' = \frac{2}{8} q_1''' l'''^2 = 0,$$

(3'') $$\alpha_0'' = \frac{l'''^3}{24\,\varepsilon} \vartheta_2'',$$

(4'') $$\alpha_0''' = \frac{l'''^3}{24\,\varepsilon} \vartheta_1'''$$

(5'') $$q_1''' = p''' - 2q_2'' - \vartheta_2'' = 0,$$

(6'') $$\vartheta_1''' = p''' - 3q_2'' - 2\vartheta_2''.$$

Mit Hilfe dieser Gleichungen hat man q_1' zu bestimmen.

Da nun
$Q_0 = 0$ und $Q_0''' = 0$, so folgt auch
$q_0 = 0$ und $q_0''' = 0$.

Aus (5) folgt
$$\vartheta = p' - q_1',$$
und wenn man dies in (6) einsetzt,

(a) $$\vartheta_1' = 2q_1' - p'.$$

Setzt man ferner (2) und (1') gleich, und $\frac{l'}{l''} = m$, so wird:
$$q_2' = m_1^2 q_1'.$$

Setzt man ebenso (4) und (3') gleich, so wird:
$$\vartheta_2' = m_1^3 \vartheta_1'.$$

Substituirt man diese Werthe in die Gleichungen (5') und (6'), so folgt:

(b) $$q_1'' = p'' - 2m_1^2 q_1' - m_1^3 \vartheta_1',$$

(b₁) $$\vartheta_1'' = p'' - 3m_1^2 q_1' - 2m_1^3 \vartheta_1'.$$

Durch Gleichsetzung der Gleichungen (2') mit (1'') und (4') mit (3') und durch Substitution in (5'') und (6'') folgt dann:

(c) $$0 = q_1''' = p''' - 2m_2^2 q_1'' - m_2^3 \vartheta_1''',$$

(c₁) $$\vartheta_1''' = p''' - 3m_2^2 q_1'' - m_2^3 \vartheta_1''',$$

wobei $\frac{l''}{l'''} = m_2$ gesetzt worden ist.

Wird hierauf der Werth von ϑ_1' aus (a) in die Gleichungen (b) und (b₁) und der Werth von q_1'' und ϑ_1'' in Gleichung (c) eingesetzt, so erhält man eine Gleichung, in welcher nur noch eine Unbekannte q_1' vorkommt, nämlich:

$$q_1' = \frac{-p''' + m_2^2(2+m_2)p'' + m^3 m_2^2 (2 + 2m_2)p'}{m_1^2 m_2^2 [4(1 + m_1 + m_1 m_2) + 3m_2]}.$$

Bei der Brücke von Langon haben die beiden äußersten Felder $l' = l''' = 62{,}33$ Meter, das mittelste $l'' = 74{,}4$ Meter Länge. Wegen der Gleichheit von l' und l'' und weil $m_2 = \frac{1}{m_1}$ erhält man für q_1' den einfacheren Ausdruck:

$$q_1' = \frac{-m_1^3 p''' + (2m_1 + 1)p'' + 2m_1^3(m_1 + 1)p'}{m_1^2(4m_1^2 + 8m_1 + 3)}. \quad (1)$$

Die Brücke wird durch zwei Träger gebildet und für jeden Träger hat man die Gewichte pro laufendes Meter, wie folgt:

Gewicht eines Blechträgers und der halben Bahn	1750	Kilogr.
Gewicht der Schienen	90	„
Gewicht der Längsschwellen	60	„
Permanente Last	1900	Kilogr.
Zufällige Last	4000	„
Gesammte Last	5900	Kilogr.

$m' = \frac{l'}{l''}$ beträgt $\frac{64,08}{74,4} = 0,85995$; man erhält daher folgende allgemeine Formeln:

$$q_1'' = p'' - 2\,m_1{}^2 q_1' - m_1{}^3 (2\,q_1' - p'), \qquad (2)$$

$$Q_0' = \frac{2}{8} q_1' l'^2, \qquad (3)$$

$$Q_0'' = \frac{2}{8} q_1'' l''^2. \qquad (4)$$

Die Kenntniß der Pfeilerdrücke ist zur Bestimmung der auf Abscheeren gerichteten Kraft von Werth. Nennt man A den Aufdruck im Widerlagspfeiler, A_1' den von dem ersten Brückenfelde auf den ersten Pfeiler ausgeübten Druck, A_2' den vom zweiten Joche auf denselben Pfeiler ausgeübten Druck, so hat man:

$$A = \frac{p'l'}{2} - \frac{Q_0'}{l'},$$

$$A_1' = \frac{p'l'}{2} + \frac{Q_0'}{l'},$$

$$A_2' = \frac{p''l''}{2} + \frac{Q_0' - Q_0''}{l''}.$$

die übrigen Pfeilerdrücke sind kleiner oder gleich.

In nachstehender Tabelle sind nun die wichtigsten Resultate dieser Formeln zusammengestellt:

Zahl der Stütze	Zahl des Feldes	Gleichung der Curve der Momente	Abscissen der Wendepunkte Meter	Abscissen der Punkte des größten Momentes Meter	Werth der Momente Maximum	Werth der Momente auf den Stützen	Kraft zum Abscheeren Kilogr.	Totaler Pfeilerdruck Kilogr.
Erster Fall. $p' = 5900$ Kilogr. $p'' = p''' = 1900$ Kilogr.								
1						0	$A = 158817$	158817
	1	$Q = 2950\,x^2 - 158816\,x$	$x' = 0$ $x'' = 53,84$	26,92	2137538			
2						1936456	$A_1' = 219255$ $A_2' = 88141$	307395
	2	$Q = 950\,x^2 - 88141\,x + 1936450$	$x' = 35,73$ $x'' = 57,05$	46,39	107976			
3						637313	$A_1'' = 53219$ $A_2'' = 70821$	124040
	3	$Q = 950\,x^2 - 70821,59\,x + 637314$	$x' = 10,47$ $x'' = 64,07$	37,27	682609			
4						0	$A_1''' =$ „	„
Zweiter Fall. $p' = p''' = 1900$ Kilogr. $p'' = 5900$ Kilogr.								
1						0	$A = 28344$	28344
	1	$Q = 950\,x^2 - 28344\,x$	$x' = 0$ $x'' = 29,84$	14,92	211422			
2						2084640	$A_1' = 93408$ $A_2' = 219482$	312890
	2	$Q = 2950\,x^2 - 219481,6\,x + 2084640$	$x' = 11,08$ $x'' = 63,22$	37,20	1977747			
3						2084519	$A_1'' = 219482$ $A_2'' = 93408$	312890
	3	$Q = 950\,x^2 - 93408\,x + 2080440$	$x' = 34,25$ $x'' = 64,07$	49,16	211452			
4						0	$A_1''' =$ „	„
Dritter Fall. $p' = p'' = 5900$ Kilogr. $p''' = 1900$ Kilogr.								
1						0	$A = 140525$	140525
	1	$Q = 2950\,x^2 - 140524,83\,x$	$x' = 0$ $x' = 47,64$	23,82	1673501			
2						3108595	$A_1' = 237547$ $A_2' = 236942$	474489
	2	$Q = 2950\,x^2 - 236941,58\,x + 3108595$	$x' = 16,52$ $x'' = 63,80$	40,16	1649159			
3						1809454	$A_1'' = 202016$ $A_2'' = 89113$	291129
	3	$Q = 950\,x^2 - 89113,44\,x + 1809453$	$x' = 29,73$ $x'' = 64,07$	46,90	280337			
4						0	$A_1''' =$ „	„

Zahl		Gleichung der Curve der Momente	Abscissen		Werth der Momente		Kraft zum Abscheeren	Totaler Pfeilerdruck
der Stütze	des Feldes		der Wendepunkte Meter	der Punkte des größten Momentes Meter	Maximum	auf den Stützen	Kilogr.	Kilogr.
Vierter Fall. $p' = p'' = p''' = 5900$ Kilogr.								
1						0	$A = 144817$	144817
	1	$Q = 2950\,x^2 - 144817\,x$	$x' = 0$ $x'' = 49{,}09$	24,54	1777285			
2						2833538	$A' = 233255$ $A_2' = 219482$	452737
	2	$Q = 2950\,x^2 - 219482\,x + 2833538$	$x' = 16{,}63$ $x'' = 57{,}77$	37,20	1248864			
3						2833329	$A_1'' =$ 〃 $A_2'' =$ 〃	452737
	3	$Q = 2950\,x^2 - 233251{,}5\,x + 2833329$	$x' = 14{,}99$ $x'' = 64{,}07$	39,53	1777373			
4						0	$A_2''' =$ 〃	144817

Mittelst dieser Rechnungen finden sich alle Elemente zur Verzeichnung der Curven der Bruchmomente, welche auf Tafel VIII des Atlas im großen Maßstabe dargestellt sind. Die Ordinaten sind in Abständen von 5 Meter angetragen, und die größte Ordinate von jedem solchen Punkte ist sodann auf einer anderen Axe in derselben Weise aufgetragen worden, sodaß durch Verbindung der Endpunkte diejenige Curve entsteht, welche als die Curve der Maximalmomente angesehen werden kann. Wir werden jetzt zeigen, wie wir nun weiter bei Bestimmung der Dimensionen der Brücke verfahren sind.

Dimensionirung der verticalen Wände. — Sehen wir zunächst, welche Dimensionen den verticalen Wänden zu geben sind, damit sie dem Abscheeren zu widerstehen vermögen.

Wenn zwei benachbarte Felder belastet sind, ist das Blech auf dem Mittelpfeiler am stärksten in Anspruch genommen. Es beträgt in diesem Falle die Einwirkung des ersten Feldes 237547 Kilogramme, und die Kraft des Abscheerens nimmt von diesem Punkte bis zum Punkte des Maximums ab, welcher in 40,25 Meter Abstand vom Pfeiler liegt. Nimmt man einen Coefficienten von 5 Kilogrammen an, so findet man, daß die Wand am Pfeiler bei 5,5 Meter Höhe 8,65 Millimeter Stärke erhalten muß, wofür wir 12 Millimeter angesetzt haben, sodaß das Eisen nur mit 3,6 Kilogrammen in Anspruch genommen ist.

Um das Gesetz der Abnahme zu finden, welche man für die Blechstärke geben kann, braucht man nur, da die Kraft des Abscheerens proportional einer Geraden abnimmt, auf dem Pfeiler eine Ordinate von 12 Millimeter anzutragen und ihr Ende mit demjenigen Punkte der Axe zu verbinden, wo Q ein Maximum, also die Kraft des Abscheerens gleich Null wird. Wir haben jedoch als unterste Stärke 7 Millimeter angenommen, um Verbiegungen vorzubeugen und anderen constructiven Rücksichten zu genügen.

Die totale Reaction des Pfeilers beträgt bei dieser Belastung 236942 + 237547 = 474489 Kilogramme, und da dieser Druck von der Stelle unmittelbar an der Pfeilerkante aufgenommen werden muß, so muß man darauf sehen, daß die verticale Wand an dieser Stelle genügend stark sei. Rechnet man 6 Kilogramme Widerstand pro Quadratmillimeter, so braucht man 79081 Quadratmillimeter, und da die Bleche nur 36000 Quadratmillimeter haben, so sind auf jedem Pfeiler drei verticale Armaturen in 0,86 Meter Abstand angebracht worden.

Die Verbindung der verticalen Bleche geschieht durch ┬ Eisen mit einem größeren Querschnitt, als derjenige der Bleche, und man wird also genügende Sicherheit haben, wenn der Querschnitt der Nieten ausreicht. Bei der Langonbrücke sind sie nur bis zu 4,8 Kilogrammen in Anspruch genommen.

Vertheilung der horizontalen Bleche. — Nachdem so die Stärke der verticalen Wand bestimmt war, wurde das Widerstandsmoment derselben, so wie der Rippen und Winkeleisen, womit sie an die horizontalen Bleche befestigt ist, ermittelt. Die Momente dieser Theile, in geraden Linien ausgedrückt, wurde von den totalen Bruchmomenten abgezogen, und die übrig bleibenden Längen sind dann den Momenten proportional, welche die horizontalen Bleche zum mindesten müssen aushalten können. Um die Vertheilung der Blech zu erleichtern, sind diese Reste in doppeltem Maßstabe, wo ein Moment von 100000 durch 4 Millimeter Höhe ausgedrückt wird, auf eine andere Axe angetragen worden.

Die horizontalen Wände haben 0,9 Meter Breite; die obere ist gleich der unteren, sodaß, bei Annahme eines

Coefficienten von 6 Kilogrammen, 1 Millimeter Stärke der horizontalen Rippe oben und unten ein Moment von

$$5{,}5 . 0{,}9 . 0{,}001 . 6000000 = 29700$$

repräsentirt. Hiervon ist man ausgegangen und hat 12 Millimeter als größte Blechstärke adoptirt.

Bestimmung der Vernietung an den Winkeleisen zwischen der verticalen und horizontalen Wand. — Bei Bestimmung dieser Verbindung ist danach getrachtet, dieselbe so herzustellen, daß der Widerstand von der verticalen auf die horizontale Wand ohne zu große Anstrengung der Nieten übergetragen werden könne. Da nun die verticale Wand den der Variation der Momente entsprechenden Druck oder Zug zu übertragen hat, welcher sich aus der Gleichung der Momente:

$$Q = \frac{px^2}{2} + Ax - Q_0,$$

durch Differentiation ableitet, indem die Variation der Momente:

$$dQ = -pxdx + Adx,$$

und der proportionelle Zuwachs:

$$\frac{dQ}{dx} = -px + A$$

beträgt, so gewinnt man den Zug, welcher in jedem Punkte auf die Vernietung der horizontalen Bleche wirkt.

Bei der Brücke von Langon ist an der Stelle, wo die Vernietung am stärksten in Anspruch genommen ist, d. h. über den Pfeilern bei Belastung der ersten beiden Brückenjoche, diese Kraft gleich $\frac{\frac{dQ}{dx}}{5{,}5} = 39900$ Kilogrammen, und wenn man 5 Kilogramme Zug pro Quadratmillimeter zuläßt, so braucht man pro Meter Länge $\frac{39900}{5} = 7980$ Quadratmillimeter Querschnitt in den Nieten oder da jede Niete 25 Millimeter Durchmesser hat, 16 Stück Nieten.

Berechnung der Querträger. — Die Querträger der Langonbrücke (welche zwei Geleise zwischen den beiden Blechwänden besitzt) liegen in Abständen von 2,58 Meter und sind 8,3 Meter lang. Man hätte sie ohne Vermehrung des Totalgewichtes in 3,5 Meter Abstand anbringen können, was man wegen der geschickteren Verstrebung nicht gethan hat.

Die Berechnung dieser Theile macht keine Schwierigkeit; die ungünstigste Belastung ist diejenige, wenn die Triebräder zweier Maschinen darüber gehen, wo die Totallast 32 Tonnen und die Componente im Mittel des Querträgers 10106 Kilogramme beträgt. Die Inanspruchnahme der Strebebeine ist dann 17685 Kilogramme, was unter Annahme einer Tragfähigkeit von 3 Kilogrammen pro Quadratmillimeter einen Querschnitt von 6200 Quadratmillimeter für beide Beine fordert. Die Componente im Zugeisen beträgt 14148 Kilogramme, was auf 2358 Quadratmillimeter Querschnitt führt. Man hat 2420 Quadratmillimeter gegeben, wobei die Winkeleisen nicht mit in Ansatz gebracht sind.

Der horizontale Balken ist gewissermaßen im Mittel eingemauert, wenn man annimmt, daß der auf dem Querträger ruhende Punkt sich nicht einbiegen könne. Diese Befestigung ist verstärkt durch einen Winkel von 0,4 Meter Länge, übrigens ist der Balken wie ein frei aufliegender Balken berechnet worden, weil man wegen der plötzlichen Stöße verhältnißmäßig größere Biegungen, als bei den anderen Brückentheilen erhält.

Die Zeichnungen auf Tafel VIII erläutern das Gesagte noch vollständiger.

Moment des Umkippens der Pfeiler in Folge der Ausdehnung der Träger. — Die Höhe der Pfeiler über dem zweiten Absatze beträgt 12,5 Meter und die permanente Last bei unbelasteter Brücke 309600 Kilogramme. Nimmt man einen Reibungscoefficienten = 0,15 für die gußeisernen Gleitplatten an, so erhält man als Kraft zum Umkippen 46400 Kilogramme und als Moment derselben 580500 Kilogrammeter. Die mittlere Stärke des Pfeilers beträgt 4,5 Meter, seine Breite 13 Meter, und sonach sein Gewicht 4,5 . 13 . 12,5 . 2000 = 1462500 Kilogramme, wozu das Gewicht der Brücke mit 309600 Kilogrammen tritt, sodaß das Totalgewicht 1762100 Kilogramme beträgt. Das Stabilitätsmoment ist sonach 1762100 . 2,25 = 3964720 Kilogrammeter oder ungefähr 7 mal so groß, als das Moment zum Umkippen. Will man noch annehmen, daß während der Ausdehnung die zufällige Last von 4 Tonnen pro laufendes Meter auf der Brücke befindlich sei, so erhält man eine horizontale Componente von 1425000 Kilogrammen und ein Moment von 1782500 Kilogrammetern. Dagegen ist das Stabilitätsmoment 4676625 Kilogrammeter, oder zwei und ein halb mal so groß. Uebrigens haben wir im 4. Capitel, §. 6, 1. Theil, gezeigt, daß diese Voraussetzung nicht die richtige ist, weil durch die Erschütterungen der zufälligen Last eine Auflockerung der Gleitbacken, folglich eine Verminderung der Reibung und des Momentes zum Umkippen bewirkt wird.

Versuche über die Festigkeit des Schmiedeeisens bei höheren Temperaturen.

Von

William Fairbairn.

William Fairbairn, dessen Versuche über die Festigkeit des Gußeisens rühmlichst bekannt sind, hat im August 1856 der „British Association for the Avancement of Science" eine große Versuchsreihe über die Festigkeit des Schmiedeeisens bei höheren Temperaturen vorgelegt, über welche wir nachstehenden Bericht aus der „Revue universelle, Nov. 1857", entlehnen.

Es geht aus diesen Versuchen hervor, daß selbst die Wärmegrade, welchen das Blech der Dampfkessel ausgesetzt ist, ohne schädlichen Einfluß auf die Festigkeit des Eisens sind. Zeigen sich auf der Feuerseite der Bleche Schiefer, so liegt dies in einer unvollkommenen Ausschweißung, in deren Folge der Widerstand abnimmt und eine Abtrennung eintritt.

Indessen ist doch ein wesentlicher Einfluß der Temperatur auf die Festigkeit zu erkennen, und es giebt eine Temperatur, wo die Festigkeit ein Maximum wird.

Fairbairn's Apparat war eine ungleicharmige Waage, mit welcher ein Zug von 100000 Pfund oder 45 Tonnen pro Quadratzoll engl. ausgeübt werden konnte. Die Barren, welche zerrissen werden sollten, waren in ein Oel- oder Wasserbad eingeschlossen, welches mit einem Kohlenbecken umgeben ist, um auf die gewünschte Temperatur gebracht werden zu können. Die Blechstreifen, welche zerrissen wurden, waren $17\frac{1}{2}$ Zoll lang, 5 Zoll breit, aber in der Mitte, wo sie dem Bade ausgesetzt waren, bis auf 2 Zoll Breite abgeschwächt. Die Eisenstäbe hatten $\frac{7}{8}$ Zoll Durchmesser und waren an der betreffenden Stelle auf $\frac{1}{2}$ Zoll reducirt.

Nachstehende Tabelle enthält die Beobachtungsdata:

Nummer der Versuchsreihe	Nummer des Versuches	Angehangene Last in engl. Pfunden	Dehnung in Zollen	Bruchgewicht in engl. Pfunden	Bemerkungen.
I.	Kesselblech von 2,02 × 0,34 = 0,6868 Quadratzoll Querschnitt, in der Richtung des Walzens gezogen.				
	1	18540			
	2	26940			
	3	27780			Die Temperatur betrug 0° F. = — 18° C. Sie wurde durch ein Gemenge von gestoßenem Eis und Salz hergestellt.
	4	28620			
	5	29460			Der Bruch erfolgte mit einem hellen Tone, wie beim Gußeisen, bei 21,879 Tonnen.
	6	30300			
	7	31140			
	8	31980			
	9	32820			
	10	33660	0,14	49009	= 21,879 Tonnen.
II.	Kesselblech von 2,5 × 0,313 = 0,7825 Quadratzoll Querschnitt, rechtwinkelig gegen die Richtung des Walzens gezogen.				
	1	8190			Temperatur 60° F. = 16° C.
	2	10140			Das Eisen war hart und spröde. Die Bruchfläche sah mehr wie Gußeisen und ganz anders, als bei dem in der Länge gezogenen Eisen aus.
	3	16860			
	4	23580			
	5	30300			
	6	31980	0,162	40357	= 18,001 Tonnen.
III.	Kesselblech von 2 × 0,32 = 0,64 Quadratzoll Querschnitt. Zug wie bei II.				
	1	10140			
	2	11820			Temperatur 60° F. = 16° C.
	⋮	⋮			Im Bruche zeigten sich einige stahlartige Flecken.
	10	25260			
	11	36100			
	12	26940			
	13	27700	0,1	43406	= 19,377 Tonnen.

Nummer der Versuchsreihe	Nummer des Versuches	Angehangene Last in engl. Pfunden	Dehnung in Zollen	Bruchgewicht in engl. Pfunden	Bemerkungen.
IV.		Kesselblech von 1,99 × 0,32 = 0,6368 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei I.			
	1	10140			
	2	18540			
	3	20220			Temperatur 60° F. = 16° C.
	⋮	⋮			Ein Spalt mit Hammerschlag ging bis in das Drittel der Breite; an manchen Stellen konnte man mit dem Federmesser hineinfahren.
	11	29460			
	12	30300			
	13	31140			
	14	31980	0,2	50219	= 22,414 Tonnen.
V.		Kesselblech von 1,99 × 0,33 = 0,6567 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei II.			
	1	25260			Temperatur 110° F. = 43° C.
	2	26940			
	3	27780			Der Bruch war sehr ungleichförmig. Wahrscheinlich würde das Stück auch schon unter 29000 Pfund gerissen sein.
	4	28620			
	5	29460	0,13	44160	= 19,714 Tonnen.
VI.		Kesselblech von 2 × 0,34 = 0,68 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei I.			
	1	18540			Temperatur 110° F. = 43° C.
	2	20220			
	⋮	⋮			
	5	25260			
	6	26940			
	7	28620		42088	= 18,789 Tonnen.
VII.		Kesselblech von 2,54 × 0,32 = 0,8128 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei I.			
	1	25260			Temperatur 120° F. = 49° C.
	2	26940			
	3	28620			
	⋮	⋮			
	11	35760			
	12	36180			
	13	36600			
	14	37020	0,173	40625	= 18,136 Tonnen.
VIII.		Kesselblech von 2,6 × 0,308 = 0,8008 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei I.			
	1	30300			Temperatur 212° F. = 100° C. = Temperatur des siedenden Wassers. Der Bruch erfolgte nicht an der schwächsten Stelle.
	2	31980	0,15	39935	= 17,828 Tonnen.
IX.		Kesselblech von 2,01 × 0 33 = 0,6633 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei II.			
	1	18540			Temperatur 212° F. = 100° C.
	2	20220			
	⋮	⋮			
	8	28620			
	9	29460			
	10	30300	0,11	45680	= 20,392 Tonnen.
X.		Kesselblech von 2,0 × 0,34 = 0,68 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei I.			
	1	18540			Temperatur 212° F. = 100° C.
	2	20220			
	⋮	⋮			
	11	31140			
	12	31980			
	13	32820			
	14	33660	0,22	49500	= 22,098 Tonnen.

Nummer der Versuchsreihe	Nummer des Versuches	Angehangene Last in engl. Pfunden	Dehnung in Zollen	Bruchgewicht in engl. Pfunden	Bemerkungen.
XI.	Kesselblech von 2,01 ⨯ 0,32 = 0,6432 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei I.				
	1	18540			
	2	20220			Temperatur 270° F. = 132° C. = Temperatur des siedenden Oeles.
	:	:			Der Bruch erfolgte, ehe die letzte Belastung noch ganz aufgebracht war,
	6	26940			vielleicht bei 28320 Pfund.
	7	27780			
	8	28620	0,13	44020	= 19,651 Tonnen.
XII.	Kesselblech von 2,0 ⨯ 0,32 = 0,64 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei I.				
	1	25264			
	2	26940			Temperatur 340° F. = 171° C.
	:	:			Der Bruch erfolgte gleichzeitig im Bolzen und im Bleche.
	5	30300			
	6	31140			
	7	31980	0,1	49968	= 23,307 Tonnen.
XIII.	Kesselblech von 2,0 ⨯ 0,34 = 0,68 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei II.				
	1	18540			Temperatur 340° F. = 171° C. in siedendem Oel.
	2	20220			
	:	:			
	6	26940			
	7	27780			
	8	28620	0,15	42088	= 18,789 Tonnen.
XIV.	Kesselblech von 2,02 ⨯ 0,33 = 0,6666 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei I.				
	1	18540			Temperatur 395° F. = 202° C. in siedendem Oel.
	2	20220			
	:	:			
	10	28620			
	11	29460			
	12	30300			
	13	30720	0,18	46086	= 20,574 Tonnen.
XV.	Kesselblech von 2,0 ⨯ 0,31 = 0,62 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei II.				
	1	8190			Temperatur der nur im Dunkeln wahrnehmbaren anfangenden Rothglühhitze.
	2	10140			
	3	11820			
	:	:			
	8	20220			
	9	21900			
	10	23520	0,15	38032	= 16,978 Tonnen.
XVI.	Kesselblech von 1,96 ⨯ 0,31 = 0,6076 Quadratzoll Querschnitt. Zugrichtung wie bei II.				
	1	18540	0,23	30513	= 13,621 Tonnen. Die Temperatur war die dunkle Rothglühhitze. Der Bruch erfolgte sogleich.

Aus diesen Versuchen geht bei Vergleichung der Reihen II und III gegen Reihe IV hervor, daß bei gewöhnlicher Zimmertemperatur die Festigkeit der Bleche in der Richtung des Walzens größer ist, als rechtwinkelig dagegen und zwar ungefähr im Verhältniß von 5 : 4. Frühere Versuche (Philosophical Transactions, 1850) hatten ein gleichförmigeres Resultat gegeben, sodaß diese Abweichung vielleicht nur in fehlerhafter Behandlung des Walzens begründet ist.

Ferner zeigen die Versuchsreihen I und VI bis VII im Vergleich zu IV, daß Temperaturen, welche um circa 30° C. von der gewöhnlichen Temperatur nach beiden Seiten der Thermometerscala abweichen, keinen merklichen

Einfluß auf die Festigkeit ausüben. Es ist wohl nur als eine Anomalie zu betrachten, daß bei V, also rechtwinkelig zu den Fasern, eine etwas höhere Festigkeit beobachtet wurde, als bei VI und VII.

Aus den Versuchsreihen IX und X geht hervor, daß bei der Temperatur des siedenden Oeles die Ungleichheit der Festigkeit in den beiden Zugrichtungen abgenommen hat; sie ist in der Richtung der Fasern circa 12 Procent größer, als rechtwinkelig dagegen, aber etwas kleiner als bei 16° C., wogegen die Festigkeit rechtwinkelig gegen die Fasern entschieden größer geworden ist. Die Versuchsreihe VIII ist als fehlerhaft zu verwerfen, da der Bruch nicht normal erfolgte.

Die Versuchsreihen XI, XII, XIV, welche eine mittlere Festigkeit von 46691 Pfunden pro Quadratzoll ergeben, zeigen im Vergleich zu XIII, daß der Unterschied der Festigkeit nach den beiden Richtungen hin auch für die Temperatur des siedenden Oeles noch fortbesteht, aber immer schwächer wird, daß überhaupt kaum eine Abnahme der mittleren Festigkeit eingetreten ist, denn das Mittel aus II, III und IV differirt kaum von dem Mittel der Ergebnisse der Versuchsreihen XI bis XIV.

Eine wesentliche Abnahme bemerkt man dagegen bei den Versuchsreihen XV und XVI, wo Glühhitze vorhanden war, sie beträgt bei dunkler Rothglühhitze ungefähr 50 Procent. Ebenso zeigen diese Versuche eine Zunahme der Dehnbarkeit, indem sich die Stäbe vor dem Bruch ansehnlich ausdehnten, und diese Beobachtung stimmt mit den Vorkommnissen an Kesseln, wo bei geringen Spannungen Explosionen eintreten, sobald die Bleche aus Wassermangel glühend zu werden beginnen.

Es wurden nun ferner diese Festigkeitsversuche auf das mit besonderer Sorgfalt fabricirte Stabeisen ausgedehnt, welches bei der Kesselfabrication zu Nieten und Bolzen angewendet wird, und es enthält wieder nachstehende Tabelle die gesammelten Data:

Nummer der Versuchsreihe	Nummer des Versuches	Angehangene Last in engl. Pfunden	Dehnung in Zollen	Bruchgewicht in engl. Pfunden	Bemerkungen.
XVII	1	9205			Querschnitt = 0,2485 Quadratzoll. Temperatur — 30° F. = — 34° C. in einer Kältemischung aus gestoßenem Eis und krystallisirtem Chlorcalcium.
	2	9415			
	3	11648			
	⋮	⋮			
	58	15610			
	59	15715	0,80	63239	= 28,231 Tonnen.
XVIII	1	12565			Querschnitt = 0,2485 Quadratzoll. Temperatur = 60° F. = 16° C.
	2	13405			Der Bruch zeigte eine große, wie Stahl glänzende Stelle.
	3	13812			
	⋮	⋮			
	16	15295			
	17	15400	0,82	61971	= 27,765 Tonnen.
XIX	1	9415			Querschnitt = 0,2485 Quadratzoll. Temperatur = 90° F. = 32° C.
	2	10255			Der Stab riß an der Befestigungsstelle aus.
	3	12265			
	⋮	⋮			
	30	15715			
	31	15820	0,56	63661	= 28,419 Tonnen.
XX	1	10885			Querschnitt = 0,2485 Quadratzoll. Temperatur = 114° F. = 46° C.
	2	12565			Der Stab riß an der Befestigungsstelle ab.
	3	13405			Die Belastungen wurden von 1400 Pfund an in geringen Zulagen von 105 Pfunden aufgebracht.
	⋮	⋮			
	41	17500			
	42	17605	0,56	70845	= 31,627 Tonnen.

Nummer der Versuchsreihe	Nummer des Versuches	Angehangene Last in engl. Pfunden	Dehnung in Zollen	Bruchgewicht in engl. Pfunden	Bemerkungen.
XXI	1	12565			Querschnitt = 0,2485 Quadratzoll. Temperatur = 212° F. = 100° C.
	2	12985			Der erste Versuch wurde bei der 76. Belastung unterbrochen, weil man bemerkte, daß der Stab die Befestigung einschnitt. Man stellte einen neuen Ring her und wiederholte den Versuch. Als Bruchgewicht ist das Mittel der Versuche 76 und 56 angenommen.
	3	13405			
	:	:			
	76	21805			
	1	12565			
	2	12985			
	:	:			
	56	19285	0,64	82676	= 36,9 Tonnen.
XXII	1	12565			Querschnitt = 0,19635 Quadratzoll. Temperatur = 212° F. = 100° C.
	2	13405			Der Stab zeigte einen langen, mit Schlacke gefüllten Riß.
	:	:			
	5	14450			
	6	14560	0,47	74153	= 33,104 Tonnen.
XXIII	1	14245			Querschnitt = 0,2485 Quadratzoll. Temperatur = 212° F. = 100° C.
	2	15925			
	3	16135			
	:	:			
	39	20020			
	40	20125	0,66	80985	= 36,154 Tonnen.
XXIV	1	10045			Quekschnitt = 0,19635 Quadratzoll. Temperatur = 250° F. = 121° C.
	2	10885			
	:	:			
	43	15925			
	44	16135	0,6	82174	= 36,684 Tonnen.
XXV	1	12565			Querschnitt = 0,24850 Quadratzoll. Temperatur = 270° F. = 132° C.
	2	13405			
	3	14245			
	:	:			
	47	20545			
	48	20650	0,74	86056	= 28,417 Tonnen.
XXVI	1	12565			Querschnitt = 0,19635 Quadratzoll. Temperatur = 310° F. = 154° C.
	2	14245			Der Bruch war vollkommen gesund, wie bei dem vorigen und nachfolgenden Versuche.
	:	:			
	5	15715			
	6	15820	0,63	80570	= 35,968 Tonnen.
XXVII	1	10045			Querschnitt = 0,19635 Quadratzoll. Temperatur = 325° F. = 163° C.
	2	10885			
	3	11725			
	:	:			
	53	17080			
	54	17185	0,6	87522	= 39,072 Tonnen.

Nummer der Versuchsreihe	Nummer des Versuches	Angehangene Last in engl. Pfunden	Dehnung in Zollen	Bruchgewicht in engl. Pfunden	Bemerkungen.
XXVIII	1	12565			Querschnitt = 0,2485 Quadratzoll. Temperatur = 415° F. = 213° C.
	2	14245			Bruch faserig und gut.
	3	15085			
	⋮	⋮			
	38	20230			
	39	20335	0,64	81830	= 36,531 Tonnen.
XXIX	1	12565			Querschnitt = 0,2485 Quadratzoll. Temperatur = 435° F. = 224° C.
	2	13405			Bruch vollkommen gut.
	3	13812			
	⋮	⋮			
	65	21280			
	66	21385	0,74	86056	= 38,415 Tonnen.
XXX					Querschnitt = 0,2485 Quadratzoll. Temperatur = deutlich sehbare Rothglühhitze. Der Bruch erfolgt bei
		8965	0,55	36076	= 16,105 Tonnen.

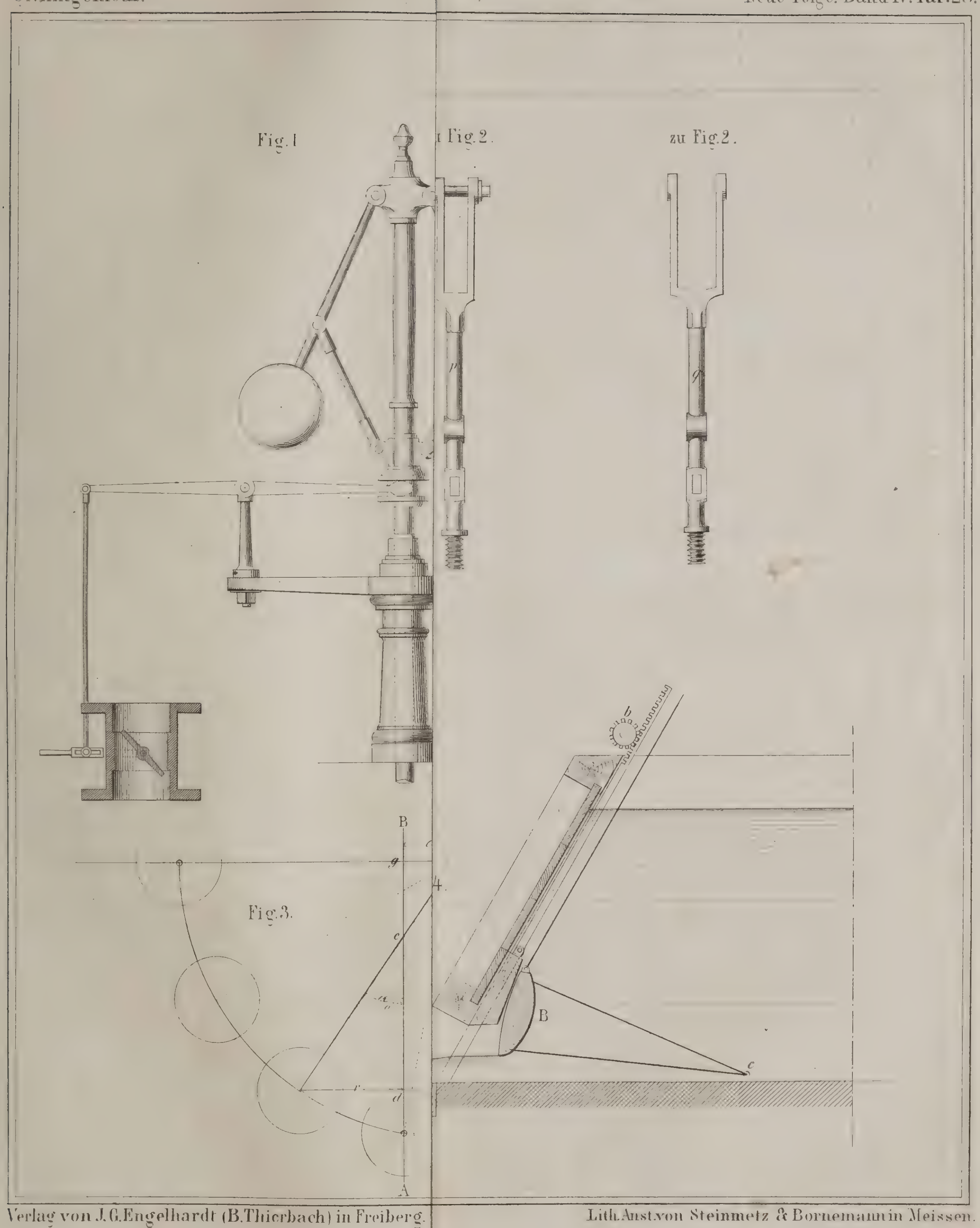
Vorstehende Versuche zeigen zunächst, daß das Bolzeneisen eine weit höhere Festigkeit besitzt, als die Bleche, welche vorher betrachtet wurden. Bei —30° F. beträgt die Festigkeit circa 40 Procent mehr.

Ferner bemerkt man, daß keine wesentliche Aenderung der Festigkeit eintritt bis zu 90° F. = 32° C.; sodann tritt aber ein deutliches Steigen ein bis zu 270° F. = 132° C., worauf einige Schwankungen folgen, aus denen man erkennt, daß man sich in der Nähe derjenigen Temperatur befindet, welche dem Maximum der Festigkeit entspricht. Fairbairn nimmt diese Temperatur zu 325° F. = 163° C. an. Die größte Festigkeit verhält sich zu derjenigen bei gewöhnlichen Temperaturen wie 39 : 28 oder wie 1 : 0,72, und zu derjenigen der Bleche bei gleicher Temperatur wie 39 : 23 = 1 : 0,6.

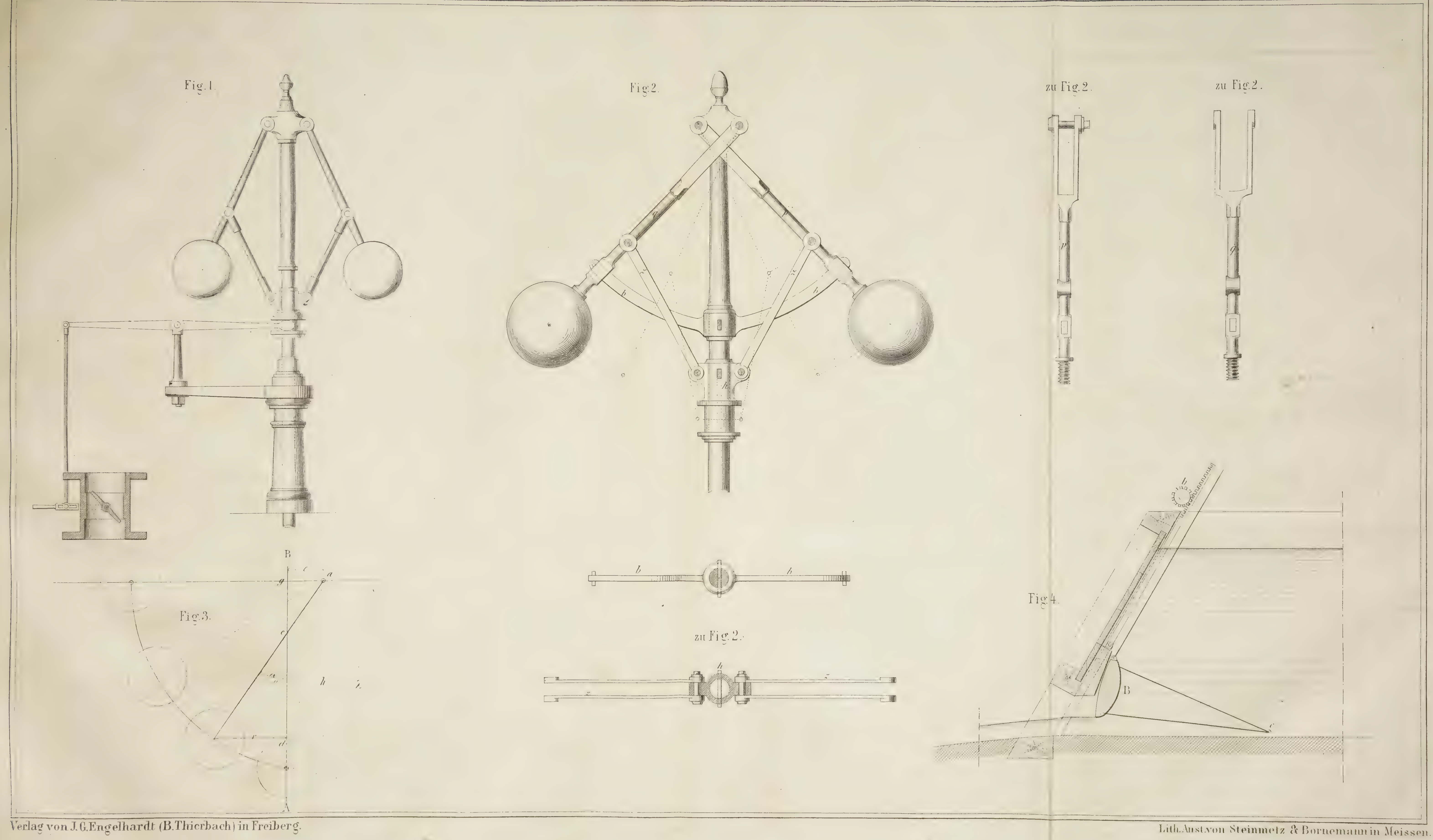
Von dem nachtheiligsten Einfluß ist die Rothglühhitze, welche das Bolzeneisen um mehr als die Hälfte schwächt. Bei dieser Temperatur verhält sich seine Festigkeit zu derjenigen bei gewöhnlichen Temperaturen wie 16 : 28 oder wie 0,6 : 1 und zu derjenigen der Bleche bei gleicher Temperatur wie 36 : 30 oder wie 1 : 0,83.

Der Umstand, daß die Eisenstäbe ein deutliches Maximum der Festigkeit erkennen lassen, während bei den Blechen nur eine geringe und nicht sehr deutliche Vermehrung derselben zu beobachten ist, ist wahrscheinlich in der Behandlung dieser verschiedenen Eisensorten begründet. Stabeisen hat unter dem Hammer und unter verschiedenen Hitzen eine Ausreckung erfahren, welche bis zum Fünfundzwanzigfachen der ursprünglichen Länge geht, während Blech nur gewalzt und höchstens bis auf das Sechsfache gedehnt wird. Nun vermehrt aber schon das bloße Ausrecken die Festigkeit, wie folgende Tabelle über eine Reihe von Versuchen, welche im Arsenal von Woolwich abgeführt wurden, nachweist:

Bezeichnung der Stäbe	Erster Bruch		Zweiter Bruch		Dritter Bruch		Vierter Bruch	
	Bruchgewicht in Tonnen	Verlängerung auf 54 Zoll Länge	Bruchgewicht in Tonnen	Verlängerung auf 36 Zoll Länge	Bruchgewicht in Tonnen	Verlängerung auf 24 Zoll Länge	Bruchgewicht in Tonnen	Verlängerung auf 15 Zoll Länge
A	33,75	9,125	35,05	2,00				
C	33,75	9,250	35,25	0,25	37,00	1,00	38,75	
E	32,05	9,250	34,75	1,25				
F	33,25	10,500	35,50	1,12	37,25	0,62	40,40	
G	32,75	8,500	35,00	1,25	37,50		40,41	
H	33,75	10,625	36,25	1,87				
I	33,50	8,375	34,50	0,62	36,50	1,50		
J	33,50	9,250	36,00	0,25	36,75	1,12	41,75	
L	32,25	fehlerhaft	36,50	1,50	37,75		41,00	0,31
M	30,25		36,50	0,62	37,75	0,06	38,50	0,06
Mittel	32,92		35,57		37,21		40,16	
Mittel pro □″	23,94		25,86		27,06		29,20	



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Das in Woolwich probirte Eisen hat nur 24 Tonnen Festigkeit gezeigt, während das oben betrachtete Bolzeneisen 28 Tonnen besitzt; ersteres ist durch vierfaches Zerreißen bis zu einer Festigkeit von 29,2 Tonnen gelangt, während das Bolzeneisen durch Temperaturerhöhung bis zu 320° F. auf 37 Tonnen gebracht wurde.

Die Steigerung der Festigkeit durch Zerreißen, also trotz allmäliger Abnahme des Querschnitts, ist in praktischer Beziehung sehr interessant, weil sie zeigt, daß das Probiren mit großen Lasten nicht schädlich sein kann.

Die Tabelle zeigt auch, daß die Längenausdehnungen den Belastungen nicht proportional bleiben. Der Stab F z. B. hat bei 33,25 Tonnen Belastung und 54 Zoll Länge eine Ausdehnung von 10,5 Zoll, also pro Tonne und Zoll Länge eine Ausdehnung = 0,0058 Zoll erfahren. Bei 36 Zoll Länge und 35,5 Tonnen oder 2,25 Tonnen mehr Belastung ist er aber um 1,12 Zoll, also um 0,0154 Zoll pro Tonne und Einheit gedehnt worden. Die vierzehn Versuche mit Bolzeneisen zeigen im Mittel eine Ausdehnung von 0,257 der ursprünglichen Länge, die Versuche in Woolwich zeigten dagegen

bei	120	Zoll	Länge	26	Zoll	oder	21,6	Proc.	Längenzunahme	
=	42	=	=	9,8	=	=	23,3	=	=	=
=	36	=	=	8,8	=	=	24,4	=	=	=
=	24	=	=	6,2	=	=	25,8	=	=	=
=	10	=	=	4,2	=	=	42,0	=	=	=

sodaß man zwischen der ursprünglichen Länge L und der Ausdehnung l die Relation

$$l = 0,18 + \frac{2,5}{L}$$ aufstellen kann.

Bei dem Bolzeneisen sind diese Dehnungen nur unsicher zu messen; sie betragen aber pro Tonne und pro Zoll Länge bei allen Temperaturen von 60 bis 400° F. ziemlich regelmäßig 0,00173 und bei der Rothglühhitze doppelt so viel, nämlich 0,00341.

Verbesserung des Watt'schen Kugelregulators.

Von

C. Kley,

Civilingenieur in Bonn.

(Hierzu Tafel 28.)

Es ist bekannt, daß der Watt'sche Regulator, so zufriedenstellend seine Wirkung für gewöhnliche Fälle ist, die Geschwindigkeit einer Maschine doch nur bis auf einen gewissen Grad zu reguliren vermag, der für viele Arbeitsprocesse, insbesondere für die Spinnerei, nicht mehr hinreichend ist, und daß die Kraft desselben zum Reguliren von hydraulischen Motoren nicht mehr ausreicht.

Es ist seit lange das Streben vieler Ingenieure, diese Unvollkommenheiten zu beseitigen, und so entstanden eine Menge Abänderungen in der Wirkungsweise des Regulators, die alle darauf hinausgehen, mit demselben einen höheren Gleichförmigkeitsgrad zu erzielen und ihn zum Bewegen von Wasserrad- und Turbinenschützen anwendbar zu machen.

Es ist nicht mein Zweck, hier diese zahllosen, mitunter sehr sinnreichen Einrichtungen mitzutheilen. Dieselben finden sich in vielen mechanischen Werken. Ich werde davon blos so viel berühren, als es mir zum Vergleich nothwendig schien. Es sei nur hier bemerkt, daß die Mehrzahl der neuen Regulatorconstructionen den Zweck haben, die Stellung der Kugeln (und damit die Umdrehungszahl der Maschine) unabhängig von der Stellung der Dampfklappe (und folglich von der Kraftentwickelung der Maschine) zu machen, und bei Anwendung auf hydraulische Motoren das krafterschöpfende Oeffnen und Schließen der Schützen von der Maschine besorgen zu lassen und nur das Ein- und Auslösen eines Mechanismus zum Bewegen der Schützen dem Regulator zu überlassen.

Wir wollen im Folgenden die Wirkungsweise des gewöhnlichen Watt'schen Regulators kurz durchgehen, um die Ursachen seiner Fehler kennen zu lernen, und dann versuchen, durch eine Abänderung in der Construction desselben, diese Fehler zu verkleinern.

Auf Tafel 28, Figur 1, ist ein gewöhnlicher Regulator in Verbindung mit einer Dampfklappe dargestellt, wie er jetzt noch sehr häufig angewendet wird. Die Umdrehungszahl n dieses Regulators, bei der das Gewicht der Kugeln mit der Centrifugalkraft im Gleichgewicht ist, berechnet sich nach der Formel

$$n = 9{,}55 \sqrt{\frac{g}{\lambda \cos \alpha + \frac{e}{\operatorname{tang} \alpha}}},\text{*)}$$

worin

g die Beschleunigung beim freien Fall,

λ die theoretische Pendellänge, **)

α den Winkel, den die Pendelstangen mit der Axe bilden, und

e die Entfernung der Aufhängepunkte der Pendelstangen von dem Axenmittel

bedeuten.

Man läßt die Kugeln gewöhnlich zwischen 15 und 35° schwingen. Die Umdrehungszahlen, welche diesen Winkeln entsprechen, sind daher:

$$n_0 = 9{,}55 \sqrt{\frac{g}{\lambda \cos 15^0 + \frac{e}{\operatorname{tang} 15^0}}} \text{ und}$$

$$n_1 = 9{,}55 \sqrt{\frac{g}{\lambda \cos 35^0 + \frac{e}{\operatorname{tang} 35^0}}},$$

und da e gewöhnlich $= \frac{1}{10}\lambda$ ist:

$$n_0 = \frac{29{,}89}{1{,}157\sqrt{\lambda}} \text{ und}$$

$$n_1 = \frac{29{,}89}{0{,}98\sqrt{\lambda}}.$$

Die mittlere Umdrehungszahl n findet man

$$n = \frac{n_0 + n_1}{2}.$$

Messen wir, wie dies gewöhnlich geschieht, den Gleichförmigkeitsgrad einer Maschine durch das Verhältniß ihrer mittleren und der Differenz ihrer größten und kleinsten Umdrehungszahl, so finden wir den Gleichförmigkeitsgrad, den man mit diesem Regulator erreichen kann,

$$i = \frac{n}{n_1 - n_0} = \frac{\frac{n_0 + n_1}{2}}{\frac{29{,}89}{0{,}98\sqrt{\lambda}} - \frac{29{,}89}{1{,}157\sqrt{\lambda}}} = 6{,}035.$$

Die kleinste Umdrehungszahl ist um $^1/_{12}$ kleiner, die größte um $^1/_{12}$ größer, als die mittlere.

Für einen Fabricationszweig, der diese Geschwindigkeitsveränderung ertragen kann, ist der Regulator tadellos, wenn nur die Kugeln so schwer genommen werden, daß ihre Centrifugalkraft die Reibung der Zapfen und der Dampfklappe schon bei einer kleineren Geschwindigkeitsänderung, als die obige, zu überwinden vermag.

Wird aber ein höherer Gleichförmigkeitsgrad verlangt, wie dies bei vielen Fabricationen der Fall ist, so kann ein solcher Regulator seinem Zweck nicht mehr genügen.

Es ist leicht einzusehen, daß es diesem Regulator nicht möglich ist, für verschiedene Effectentwickelungen der Maschine dieselbe Umdrehungszahl herzustellen, da die Stellung der Dampfklappe von der Stellung der Kugeln, und folglich von der Geschwindigkeit der Maschine abhängig ist.

Soll die Maschine einmal auf kurze Zeit ihre volle Kraft entwickeln, so muß die Klappe offen stehen; dies kann aber nur dann sein, wenn die Kugeln unten sind, wenn folglich die Maschine langsam geht. — Ein anderes Mal soll die Maschine nur einen Theil ihrer Kraft entwickeln, die Klappe soll beinahe zu sein. Um die Klappe geschlossen zu halten, müssen die Kugeln beinahe oben stehen, die Maschine daher viel schneller laufen.

Die Reibung der Zapfen der Dampfklappe ist gewöhnlich so groß, daß die Centrifugalkraft der Kugeln dieselbe erst bei einer bedeutenden Veränderung der Geschwindigkeit zu überwinden vermag, und daß die Kugeln, wenn sie dieselbe einmal überwunden haben, durch diese große Zunahme getrieben, viel weiter schwingen, als es erforderlich ist, und aus dieser Position erst dann wieder zurückkehren können, wenn die Geschwindigkeit im entgegengesetzten Sinne sich wieder um zu viel verändert hat, und so stets zwischen zwei Grenzen herumfahren, ohne je einen Beharrungszustand herstellen zu können. Diese Erscheinung ist um so auffallender, je größer die Reibung und je kleiner das Gewicht der Kugeln ist.

Da die nöthige Kraft zum Bewegen von Wasserrad- und Turbinenschützen noch viel größer ist, als diejenige zum Bewegen von Dampfklappen, so ist leicht zu begreifen, warum diese Regulatoren zum directen Bewegen von Schützen nicht mehr angewendet werden können.

Die Fehler des gewöhnlichen Watt'schen Regulators sind noch einmal kurz zusammengefaßt folgende:

1. daß die Umdrehungszahlen, welche der niedrigsten und höchsten Kugelstellung entsprechen, zu viel von einander verschieden sind;

2. daß der Regulator die Kraftentwickelung einer Maschine nicht reguliren kann, ohne deren Geschwindigkeit um ein Bedeutendes zu verändern;

3. daß derselbe zu unempfindlich ist und erst dann zu wirken anfängt, wenn seine Geschwindigkeit schon um Vieles verändert ist, wodurch die Kugeln stets zu weit fahren und keinen Beharrungszustand herstellen können;

---

*) Gewöhnlich wird die Formel

$$n = 9{,}55 \sqrt{\frac{g}{\lambda \cos \alpha}}$$

angegeben, diese ist aber nur dann genau, wenn $e = 0$, d. h. wenn die Aufhängepunkte der Pendelstangen in der Axenlinie liegen, was jedoch selten der Fall ist.

**) d. h. der Abstand des Schwerpunktes des Pendels von seinem Aufhängepunkt.

4. daß derselbe zum directen Reguliren von Turbinen und Wasserradschützen nicht mehr zu gebrauchen ist.

Die zwei ersten Fehler hat man zu beseitigen gesucht, indem man die Kugeln in einem Parabelbogen schwingen ließ, für welchen bei einer bestimmten Umdrehungszahl die Kugeln in jeder Stellung im Gleichgewicht sind. Durch diese Einrichtung wurde aber der dritte Fehler auf die äußersten Grenzen getrieben; denn ist die Umdrehungszahl um so viel größer oder kleiner, als die normale geworden, daß die vermehrte oder verminderte Centrifugalkraft die Reibungswiderstände überwinden kann, so fahren die Kugeln bis zur höchsten oder tiefsten, nur irgend möglichen Lage, weil in keiner Zwischenlage eher Gleichgewicht eintritt, als in einer anderen. Der parabolische Regulator ist daher in dieser Hinsicht gegen den Watt'schen verschlimmert, indem die Kugeln und die Klappe stets zwischen ihren äußersten möglichen Lagen hin- und herfahren, und einen Beharrungszustand nie herstellen können.

Läßt man, um den vierten Fehler zu beseitigen, das Oeffnen und Schließen der Wasserschützen von der Maschine besorgen, und den Regulator nur auf eine Kuppelung wirken, welche den Mechanismus zum Bewegen der Schützen in oder außer Gang setzt, so verfließt während dem Augenblick, in dem der Regulator wirkt, und dem Moment, in dem der Schützen weit genug bewegt worden ist, so viel Zeit, daß während derselben oft gerade das Gegentheil von dem erforderlich geworden ist, was die Bewegung des Schützen bewirkt. Man war deshalb an vielen Orten gezwungen, diese Einrichtung wieder zu verlassen.

Außerdem ist es nicht denkbar, daß die Maschine den Schützen genau in dem erforderlichen Maße bewegt, da die Einwirkung der Schützenöffnung auf die Geschwindigkeit der Maschine sich nicht momentan äußert und der Regulator den Mechanismus erst dann wieder außer Thätigkeit setzt, wenn eine solche Geschwindigkeitsveränderung eingetreten ist, daß die Centrifugalkraft der Kugeln die Reibung der Kuppelung zu überwinden vermag. Auch hierbei wird der Regulator den Motor stets zwischen zwei Grenzen hin- und hertreiben, ohne einen Beharrungszustand herstellen zu können.

Diese Fehler des Watt'schen Regulators glaube ich durch eine kleine Abänderung in der Construction desselben so geschwächt zu haben, daß derselbe eine viel befriedigendere Regulirung hervorzubringen vermag.

Taf. 28, Fig. 2, stellt diesen verbesserten Regulator dar. Seine Eigenthümlichkeit besteht darin, daß die Pendelstangen sich kreuzen und Kugeln und Aufhängepunkte auf entgegengesetzten Seiten der Axe liegen.

Viele meiner Leser werden vielleicht auf den ersten Augenblick denselben für den vereinfachten parabolischen Regulator halten, der 1855 im Dingler'schen Journal veröffentlicht wurde und der den Zweck hat, den Parabelbogen durch einen Kreisbogen zu ersetzen, der von demselben möglichst wenig abweicht.

Eine kurze Betrachtung wird aber hinreichen, um zu zeigen, daß dies zwar der äußeren Erscheinung nach stattfindet, daß aber die Wirkung desselben doch wesentlich davon verschieden ist.

Ich habe mir die Frage vorgelegt, ob es nicht möglich sei, Aufhängungspunkte der Pendelstangen zu finden, bei denen, für einen bestimmten Schwingungsbogen, die Umdrehungszahlen, welche der höchsten und der niedrigsten Stellung der Kugeln entsprechen, näher aneinander liegen, als bei dem gewöhnlichen Watt'schen Regulator.

Ich nahm daher (Figur 3) einen beliebigen Aufhängepunkt a in der Entfernung e von der Axe AB an und suchte die Umdrehungszahl n bei der, für einen beliebigen Winkel α, die Kugeln im Gleichgewicht sind.

Diese erhielt ich

$$n = 9{,}55 \sqrt{\frac{g}{\lambda \cos\alpha - \frac{e}{\tang\alpha}}},\text{*)}$$

Nennen wir die mit dem Winkel α veränderliche Linie cd = h, so ist, da

$$\lambda \cos\alpha = \frac{e}{\tang\alpha} = gd - gc = h,$$

$$n = 9{,}55 \sqrt{\frac{g}{h}}.$$

Wir sehen, daß die Umdrehungszahl wächst, wenn h abnimmt, und umgekehrt.

h erreicht aber, wie unsere Figur deutlich zeigt, für einen gewissen Winkel α_0 ein Maximum und nimmt von da, sowohl für eine Vergrößerung als Verkleinerung von α, ab, und wird Null, sowohl für

$\alpha = 90^0$, als für $r = 0$,

wenn r den Abstand der Kugeln von der Axe ausdrückt.

Diesen Winkel α_0 für den Maximalwerth von h finden wir, wenn wir setzen:

$$(dh) = \left[d\left(\lambda \cos\alpha - \frac{e}{\tang\alpha}\right)\right] = 0,$$

woraus wir erhalten:

$$\lambda \sin\alpha\,(d\alpha) = \frac{e\,(d\alpha)}{\sin^2\alpha} \text{ oder}$$

$$(\sin\alpha_0)^3 = \frac{e}{\lambda}, \text{ und daher}$$

$$\sin\alpha_0 = \sqrt[3]{\frac{e}{\lambda}}.$$

Bei dem vereinfachten parabolischen Regulator liegt dieser Winkel α_0 innerhalb der Schwingungswinkel der

*) Dieselbe, welche man für den Watt'schen Regulator findet, aber mit negativem e.

Kugel, da bei diesen die Umdrehungszahlen für den kleinsten, mittleren und größten Schwingungswinkel möglichst wenig von einander verschieden sein sollen.

Eine kleine Rechnung zeigt dies deutlicher.

Bei dem vereinfachten parabolischen Regulator, der im Dingler'schen Journal mitgetheilt wurde, ist

$$\frac{e}{\lambda} = 0{,}24, \text{ woraus}$$

$$\sin \alpha_0 = \sqrt[3]{\frac{e}{\lambda}} = 0{,}62 \text{ und}$$

$$\alpha_0 = 39^0 \text{ erhalten wird.}$$

Nun schwingen die Kugeln dieses Regulators aber von 27° bis 50°, folglich liegt der Winkel α_0 innerhalb der Schwingungswinkel.

Die Folge davon ist, daß der Fehler des parabolischen Regulators auch hierbei, nur in etwas veränderter Weise, auftritt, denn sind die Kugeln unten, und tritt eine Geschwindigkeitsvergrößerung ein, bei der die Centrifugalkraft der Kugeln die Reibung überwindet, so schwingen die Kugeln noch schneller, als bei dem parabolischen Regulator, bis in ihre höchste Stellung, da die Centrifugalkraft bis zum Winkel α_0 noch treibend wirkt. Sinkt dagegen die Umdrehungszahl unter die zu α_0 gehörige herab, so fallen die Kugeln mit beschleunigter Geschwindigkeit bis in ihre tiefste Lage herab, da von α_0 an ihr Gewicht treibend wirkt. Die Kugeln oscilliren noch heftiger, als die des parabolischen, und vermögen ebensowenig einen Beharrungszustand herzustellen.

Bei einem gut wirkenden Regulator darf deswegen der Winkel α_0 nicht innerhalb der Schwingungswinkel der Kugeln liegen, sondern es müssen alle Winkel größer sein, als dieser, damit die Umdrehungszahl stetig mit dem Winkel wächst.

Der gefundene Winkel α_0 muß also immer gleich oder kleiner, als der kleinste Schwingungswinkel des Regulators sein.

Nehmen wir an, die Schwingungswinkel eines Regulators sollen zwischen 25 und 45° liegen, so muß nach Obigem

$$\alpha_0 = 25^0 \text{ sein, folglich}$$

$$\frac{e}{\lambda} = (\sin 25^0)^3 = 0{,}075\,.$$

Die Umdrehungszahl n_0 pro Minute für $\alpha = 25^0$ ist

$$n_0 = 9{,}55 \sqrt{\frac{9{,}81}{\lambda \cos 25^0 - \frac{0{,}075\,\lambda}{\operatorname{tang} 25^0}}} = 9{,}55 \sqrt{\frac{9{,}81}{0{,}745\,\lambda}},$$

woraus

$$n_0 = \frac{34{,}66}{\sqrt{\lambda}}\,.$$

Für den größten Winkel $\alpha_1 = 45^0$ wird die Umdrehungszahl

$$n_1 = \frac{37{,}62}{\sqrt{\lambda}}\,.$$

Der Gleichförmigkeitsgrad (i), den dieser Regulator, bei hinreichend schweren Kugeln, herzustellen vermag, ist daher:

$$i = \frac{\frac{n_1 + n_0}{2}}{n_1 - n_0} = 12{,}2\,,$$

oder mehr als doppelt so groß, wie der des gewöhnlichen Watt'schen Regulators.

Die kleinste Umdrehungszahl ist nur um $^1/_{24}$ kleiner, die größte um $^1/_{24}$ größer als die mittlere.

Der erste und zweite Fehler des Watt'schen Regulators ist dadurch bedeutend verringert.

Den dritten Fehler der Unempfindlichkeit und unaufhörlichen Schwingungen vermindere ich dadurch, daß ich viel größere Regulatoren nehme, die Kugeln daher bei gleichen Verhältnissen viel schwerer ausfallen.

Es ist bekannt, daß die Kugeln eines Regulators um so schwerer sein müssen, je größer die Reibung ist, die derselbe zu überwinden hat, und je kleiner verhältnißmäßig die Geschwindigkeitsänderung ist, bei der dieselbe überwunden werden soll, und daß die Empfindlichkeit eines Regulators durchaus nicht wächst, wenn man denselben schneller laufen läßt, wie Manche glauben.

Führen wir einen Regulator in doppeltem Maßstabe aus, so vermindert sich seine Umdrehungszahl um $^3/_{10}$, die Gewichte der Kugeln werden aber achtmal so schwer, und da bei gleichen Schwingungswinkeln die Bewegung der Hülse die doppelte, die Hebelübersetzung auf die Dampfklappe folglich halb so groß wird, so reducirt sich der anfängliche Druck zur Ueberwindung der Reibung der Dampfklappe auf die Hälfte.

Ein solcher Regulator würde bei gleicher Geschwindigkeitsänderung der Maschine eine 16fache Reibung am Umfang der Dampfklappenaxe überwinden können. Hierbei ist nun freilich die Reibung der Aufhängezapfen der Pendelstangen vernachlässigt. Die Kraft, welche zur Ueberwindung dieser Reibung von den Kugeln entwickelt werden muß, wächst in directem Verhältniß mit dem Gewichte derselben. Allein, da diese Reibung nur ein kleiner Theil der Gesammtreibung ist, so wird doch im Ganzen genommen die Empfindlichkeit eines Regulators in sehr bedeutendem Maße mit der Vergrößerung wachsen.

Durch dasselbe Mittel ist es sogar möglich, Regulatoren zu construiren, die Kraft genug besitzen, direct auf einen Regulirschützen zu wirken. Die Kugeln müssen dafür aber wenigstens 50 bis 60 Centimeter Durchmesser haben und der Regulirschützen lassen sich leicht bewegen und in der Weise construirt sein, wie es die Figur 4 unserer Tafel 28 andeutet. Zum Abschließen dient ein gewöhnlicher Schützen EE,

der von b aus mit der Hand bewegt wird. Der Regulirschützen B ist durch Stangen an eine Drehungsaxe c angehängt. Der Wasserdruck wird durch diese Axe ganz aufgenommen, sodaß der Schützen weder an den Seiten noch vorn sich reibt. Der Querschnitt der Schützen ist linsenförmig, um einerseits keine Wasserverluste und andererseits keine Contraction zu erzeugen. Er kann aus Holz angefertigt werden, um nahe das Gewicht des Wassers zu bekommen, und oben noch genau balancirt werden. Es ist begreiflich, daß ein solcher Schützen sich sehr leicht bewegen muß.

Nun noch einige Worte über die Dimensionen, welche man einem Regulator geben soll.

Gewöhnlich wird der Durchmesser der Kugeln nur dem Dampfcylinderdurchmesser proportional genommen. Diese Regel ist jedoch nur für gleichartige Maschinen rational; denn es können zwei Maschinen gleiche Cylinderdurchmesser haben, die eine aber mit Hochdruck und die andere mit Niederdruck arbeiten. Beide Maschinen erhielten nach dieser Regel gleiche Regulatoren. Die Kräfte zur Ueberwindung der Reibung der Dampfklappen würden aber sehr verschieden sein; denn der Widerstand einer Dampfklappe hängt nicht blos von ihrer Größe ab, sondern auch von dem Dampfdruck, dem sie ausgesetzt ist.

Ich ziehe es deshalb vor, den Kugeldurchmesser K von D und p abhängig zu machen, und nehme

$$K = 0{,}3\,(0{,}1 + D\sqrt[3]{p}) \text{ Meter,}$$

worin

D den Durchmesser des Dampfcylinders in Metern und
p die absolute Dampfspannung (in Atmosphären ausgedrückt), mit der die Maschine arbeiten soll,

bedeuten.

Um dem Regulator schöne Verhältnisse zu geben, nehme ich

$$\lambda = 3{,}3\,K.$$

Für gewöhnliche Fälle kann man

$$\alpha_0 = 25^0 \text{ und } \alpha_1 = 45^0 \text{ annehmen}$$

und erhält dann die zugehörigen Umdrehungszahlen aus

$$n_0 = \frac{34{,}66}{\sqrt{\lambda}} \text{ und } n_1 = \frac{37{,}62}{\sqrt{\lambda}}.$$

Die mittlere Umdrehungszahl, nach welcher die Uebersetzung von der Maschine auf den Regulator zu nehmen ist, erhält man

$$n = \frac{n_0 + n_1}{2};$$

die Entfernung der Aufhängepunkte der Pendel von dem Axenmittel ist für $\alpha_0 = 25^0$ stets

$$e = 0{,}075\,\lambda.$$

Resultat. — Wir haben gesehen, daß es möglich ist:

1. durch Verlegung der Aufhängepunkte der Pendel auf die entgegengesetzte Seite der Axe die Umdrehungszahlen für den kleinsten und größten Schwingungswinkel näher zusammenzubringen, die Gleichförmigkeit, welche der Regulator hervorzubringen vermag, zu verdoppeln; daß es aber nöthig ist, um dem Fehler des vereinfachten parabolischen Regulators zu entgehen, die Entfernung e der Aufhängepunkte der Pendelstangen von dem Axenmittel nach der Formel

$$\frac{e}{\lambda} = \sin \alpha_0{}^3 \text{ zu rechnen;}$$

2. durch Ausführung größerer Regulatoren die Empfindlichkeit derselben zu erhöhen und daher die Oscillationen zu verringern;

3. durch Anwendung sehr schwerer Kugeln und eines leicht beweglichen Regulirschützen nach Figur 4 eine directe Wirkung des Regulators auf den Schützen zu erzielen.

Ein Beispiel wird den Gebrauch der Formeln und den Vortheil unseres Regulators noch deutlicher vor Augen führen.

Beispiel. — Es soll ein Regulator mit gekreuzten Pendelstangen für eine mit 5 Atmosphären arbeitende Hochdruckmaschine gebaut werden, deren Cylinderdurchmesser 44 Centimeter sei. — Unsere Regel giebt den Kugeldurchmesser.

$$K = 0{,}3\,(0{,}1 + D\sqrt[3]{p}) = 0{,}3\,(0{,}1 + 0{,}44\sqrt[3]{5}),$$
$$K = 0{,}254 \text{ Meter und die Pendellänge}$$
$$\lambda = 3{,}3\,K = 0{,}838 \text{ Meter.}$$

Lassen wir die Kugeln von 25° bis 45° schwingen, so ist die Umdrehungszahl für $\alpha_0 = 25^0$

$$n_0 = \frac{34{,}66}{\sqrt{\lambda}} = 37{,}8,$$

und für $\alpha_1 = 45^0$

$$n_1 = \frac{37{,}62}{\sqrt{\lambda}} = 41{,}1.$$

Die mittlere Umdrehungszahl ergiebt sich daraus:

$$n = \frac{n_0 + n_1}{2} = \frac{37{,}8 + 41{,}1}{2} = 39{,}4.$$

Gewöhnlich würde man für eine solche Maschine genommen haben:

$$K = 0{,}3 \,.\, 0{,}44 = 0{,}132 \text{ Meter,}$$
$$\lambda = 3{,}3\,K = 0{,}435 \text{ Meter,}$$
$$\alpha_0 = 15^0,\quad \alpha_1 = 35^0,$$

wofür man bei $\frac{e}{\lambda} = 0{,}1$

$$n_0 = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\left(\cos\alpha_0 + \frac{0{,}1}{\operatorname{tang}\alpha_0}\right)}} = 39{,}1,$$

$$n_1 = 9{,}55\sqrt{\frac{g}{\lambda\left(\cos\alpha_1 + \frac{0{,}1}{\operatorname{tang}\alpha_1}\right)}} = 46{,}2$$

und

$$n = \frac{n_0 + n_1}{2} = 42,6$$

erhalten haben würde.

Wir sehen, daß die Kugeln nach unseren Regeln 1,93 mal größer, also ungefähr 7 mal so schwer ausfallen, als nach den gewöhnlichen Regeln; daß die Länge der Pendel, folglich auch der Hub der Hülse, 1,93 mal größer werden, die Hebelübersetzung zur Klappe daher in demselben Verhältniß abnimmt, und folglich auch der Druck, der zur Ueberwindung der Reibung der Klappe nothwendig ist.

Hieraus folgt, daß unser Regulator viel empfindlicher sein wird und die schwächer auf die Hülse wirkende Reibung mit seinen 7 mal schwereren Kugeln schon bei einer viel kleineren Geschwindigkeitsänderung überwinden wird, die Kugeln folglich auch viel weniger oscilliren werden.

Wir sehen ferner, daß die Umdrehungszahlen, welche dem kleinsten und größten Schwingungswinkel entsprechen, bedeutend weniger verschieden sind, als bei dem gewöhnlichen Regulator, daß folglich unser Regulator die Kraftentwickelung einer Maschine bei viel kleineren Geschwindigkeitsänderungen reguliren kann.

Ich schließe diese Abhandlung mit dem Wunsche, daß die Regulatoren, welche meine Leser nach obigen Regeln ausführen werden, eben so günstige Resultate liefern möchten, als diejenigen, welche ich selbst darnach construirt habe. Ich hatte vor Kurzem wieder Gelegenheit, einen solchen Regulator für eine Dampfmaschine mit einem Cylinderdurchmesser von 52 Centimeter und 5 Atmosphären absoluter Dampfspannung, welche ein Zinkwalzwerk der „Vieille Montagne" treibt, zu bauen, und trotz der ungeheueren Veränderungen in dem Kraftverbrauch, die bekanntlich bei Walzwerken vorkommen, arbeitet der Regulator mit erstaunlicher Ruhe und die Geschwindigkeitsänderungen der Maschine sind so gering, daß sie mit freiem Auge nicht mehr wahrgenommen werden können, und die Stellung der Kugeln das einzige Mittel ist diese Veränderungen zu bemerken.

Proportionen der stehenden Zapfen, Spurlager und Pfannen.

Von

Armengaud aîné.

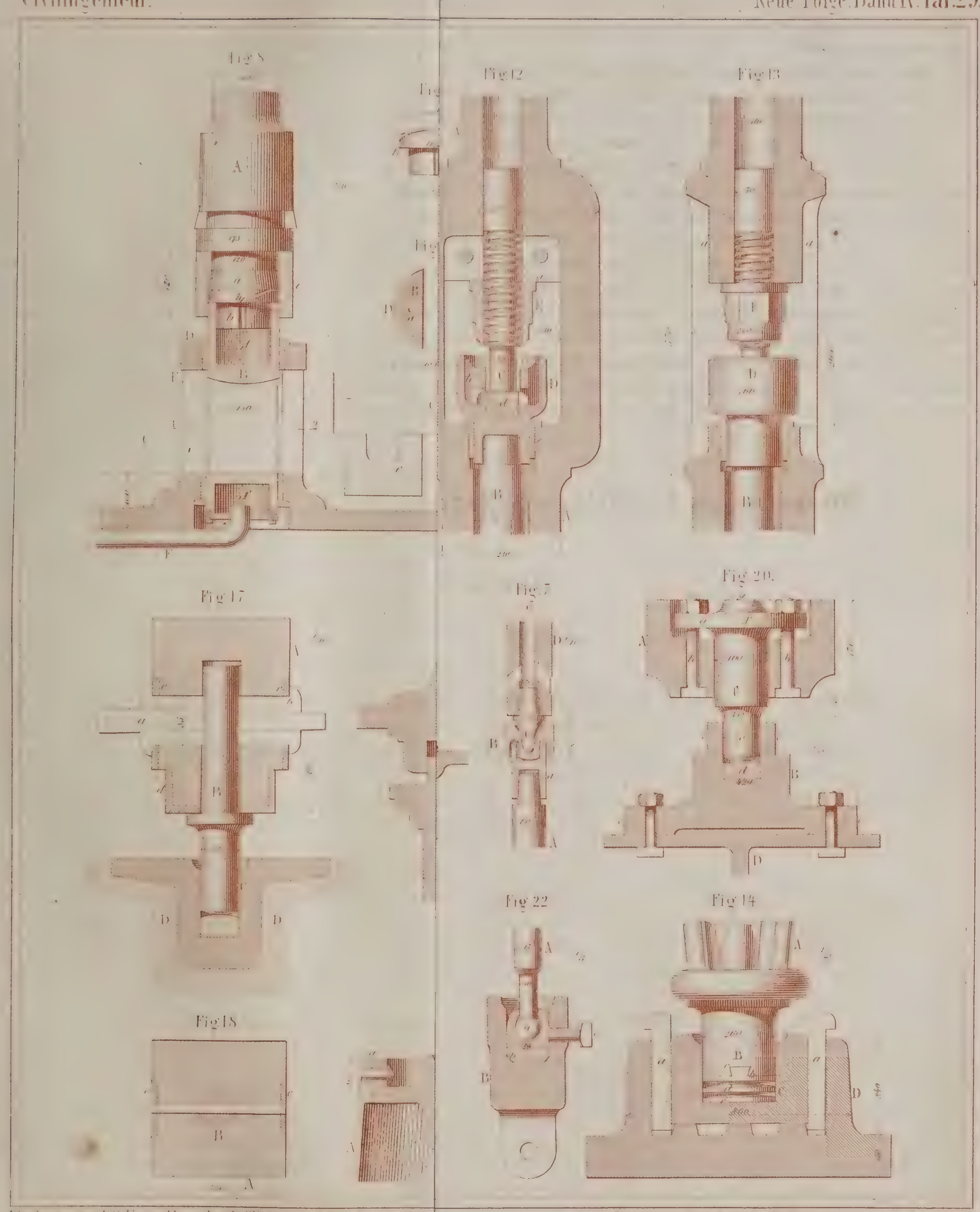
(Hierzu Tafel 29.)

Als Ergänzung der ebenfalls im „Civilingenieur", Band III, S. 185 und 246 mitgetheilten Abhandlung über die Proportionen der Zapfenlager, Lagerböcke und Hängelager für horizontale Wellen bringt die „Publication industrielle" im XI. Bande eine Abhandlung über die Zapfen, Lagerständer und Pfannen für stehende Wellen, welche wir nachstehend im Auszuge wiedergeben.

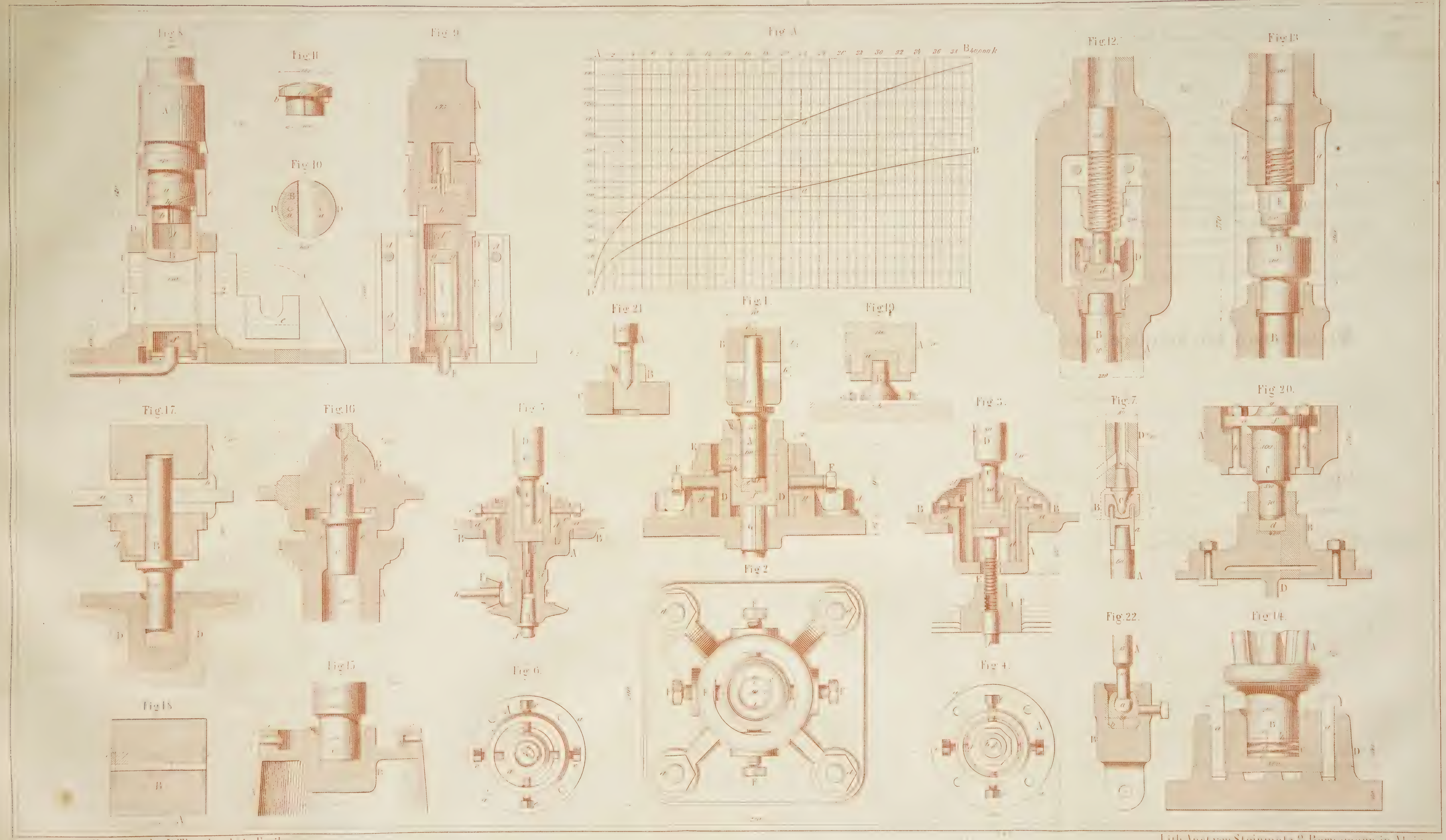
Der Zapfenständer, welcher den unteren Theil einer stehenden Welle aufnimmt, besteht wie das Zapfenlager einer horizontalen Welle aus mehreren Theilen, welche je nach den verschiedenen Bestimmungen verschiedene Formen erhalten.

Der Stift oder Zapfen dreht sich im Allgemeinen auf einer Stahlplatte, Pfanne oder Spurplatte, welche mittelst eines bronzenen oder gußeisernen Futters in einem Spurlager ruht, welches so eingerichtet ist, daß die Spurplatte sowohl in verticaler, als in horizontaler Richtung verstellt werden kann, um sowohl eine scharfe Einstellung und Centrirung, als auch das Nachstellen abgelaufener Zapfen zu erleichtern. Das Futter ist zu dem Ende in eine ausgebohrte gußeiserne Büchse eingelassen, welche auf dem Boden des Spurlagers aufruht, und wird in letzterem durch vier horizontale Schrauben centrirt und festgehalten, während das Futter auf einer starken, durch den Boden des Lagers hindurchtretenden verticalen Schraube ruht und durch Vorwärts- und Rückwärtsdrehen dieser Schraube gehoben oder gesenkt werden kann.

Grundtypus eines Spurlagers. — Fig. 1 und 2 auf Tafel 29 zeigt die gewöhnliche Einrichtung eines Lagers für eine stehende Welle bei Mühlen, Turbinen, Königswellen und anderen schweren und schnell rotirenden Wellen. Figur 1 ist ein senkrechter Schnitt durch die Axe der Welle, Figur 2 die obere Ansicht, wenn man sich die Welle wegdenkt. Der Stift oder Zapfen A ist hier von cylindrischer Form; er ist meist von Schmiedeeisen gefertigt und verstählt, oder ganz aus Stahl, wie die Spurplatte, auf welcher er aufruht. Er ist in der Welle B mittelst eines conischen Zapfens a eingelassen, wobei mit großer Accuratesse verfahren werden muß, damit die Welle den Stift stets mitnimmt. Man bringt deshalb wohl auch die kleine Nase a an, welche aber bei mangelhafter Einpassung des Zapfens einen unrunden Gang nicht zu verhindern vermag. Die Wulst am Zapfen ist nur als Verzierung anzusehen, und



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J.G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.

Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen

die Welle darf nicht darauf zu sitzen kommen; man kann sie also füglich weglassen.

Derartige eingelassene Zapfen gewähren gegen die angegossenen oder angeschmiedeten Zapfen den Vortheil, daß man sie aus einem härteren Metalle herstellen, also auch eine größere Dauer erzielen kann, und sind auch deshalb zweckmäßig, weil man sie schwächer machen, also den Arbeitsverlust der Reibung dadurch vermindern kann. Ueberdies sind sie auch leicht auszuwechseln, wenn man ein Loch b durch Welle und Zapfen macht und den Zapfen durch einen eingeschlagenen Keil lockert, jedoch ist es noch zweckmäßiger, vorher über dem Zapfenloche ein Loch c durch die Welle zu stoßen, damit man von da aus den Zapfen herausschlagen könne.

Aehnliche Rücksichten bedingen die Form des Futters. Es besteht aus einem gußeisernen, oder besser bronzenen Cylinder C, welcher innerlich ausgebohrt und äußerlich abgedreht ist, und eine kleine stählerne Platte e, die Spurplatte, umschließt, welche ebenfalls scharf eingepaßt ist und durch einen kleinen aus Eisendraht gefertigten Stift f am Boden festgehalten wird. Diese Platte ist ebenfalls von härteren Metall, als das übrige Lager, und hat daher nur eine geringe Abnutzung, kann übrigens sehr leicht ausgewechselt werden. Der Stift ruht entweder mit seinem ganzen Querschnitte oder nur mit einem Theil desselben auf der Spurplatte auf. Wenn es zur Verminderung der Reibung am Vortheilhaftesten erscheint, den Stift mit seiner ganzen Fläche aufruhen zu lassen, so giebt man doch etwas converen und concaven Flächen (wie bei Figur 1), wegen der leichteren Einführung der Schmiere, den Vorzug.

Damit die Welle ihre verticale Lage genau beibehalte, muß nicht allein der Zapfen sicher auf der Spurplatte aufstehen, sondern er muß auch sorgfältig in das Futter passen, welches deshalb sehr solid befestigt sein muß. Es ist dieserhalb in eine gußeiserne Büchse D eingeschlossen, welche ausgebohrt ist und mit dem unteren Rande auf dem abgedrehten Boden des Kastens E aufsteht, am äußeren Umfange aber an vier Stellen, wo die Stellschrauben F anfassen, abgehobelt ist. Die viereckigen Muttern g dieser Schrauben sind in der Wand des Lagerkastens versenkt, oder es sind wohl auch diese Schrauben direct in die Wand eingeschnitten.

Der Lagerkasten ist mit den Ankerschrauben d in solidester Weise auf Mauerwerk oder auf einer gußeisernen Lagerplatte aufgeschraubt, oft auch am Gerüste angegossen, wie bei den Mahlmühlen.

Derartige zusammengesetzte Spurlager sind weit vollkommener, als die einfachen Lager, deren man sich manchmal aus Oekonomie bedient. Man kann allerdings in gewissen Fällen die gußeiserne Büchse weglassen und die Preßschrauben sogleich auf das Futter wirken lassen; jedoch hat man dann den Nachtheil, daß letzteres stärker angegriffen wird und daß man die Preßschrauben allemal lösen muß, wenn man die Spurplatte in verticaler Richtung verstellen will, wobei der Zapfen leicht aus der Bahn kommt. Noch unvollkommener sind die Lager, wo die Spurplatte in dem Lagerkasten fest ruht und gar nicht gehoben werden kann; sie sind nur bei leichten Wellen zulässig, die man ohne Beschwerde ausheben kann. Bei Mühleisen dagegen, wo man nicht nur die Abnutzung des Stiftes und der Spurplatte, sondern auch den Eingriff des Getriebes und endlich die Stellung des Läufers gegen den Bodenstein zu berücksichtigen hat, muß man aber den größten Werth auf die Bequemlichkeit der Verstellung in verticaler Richtung legen. Deshalb ist bei solchen Spurlagern eine schmiedeeiserne Tragstange G angebracht, welche durch den Boden des Lagerkastens hindurchgeht und durch eine Nuth oder durch quadratische Form am Drehen verhindert ist, übrigens aber auf verschiedene Weise zum Heben des Futters vorgerichtet sein kann. Da sie die Last der Welle u. s. w. eben so gut als der Stift zu tragen hat, so wird sie auch eben so stark gemacht, wie dieser.

Um die verticale Stellung der Welle völlig zu sichern, hat Rolland in einer Tabaksfabrik in Straßburg sogar dicht über dem Spurlager ein Halslager angebracht, sodaß der Stift auf das Futter gar keinen Seitendruck ausüben kann.

Eine wichtige Rücksichtsnahme verdient noch die Schmierung, welche bequem, zuverlässig und gleichförmig sein muß. Denn da die Last von verhältnißmäßig kleinen Flächen getragen werden muß, so kann leicht ein Heißgehen der Zapfen eintreten, was nicht nur viel Kraft kostet und eine schnelle Abnutzung bewirkt, sondern sogar gefährlich werden kann, indem stählerne Zapfen und Spurplatten schon mehrfach völlig zusammengeschweißt worden sind.

Wenn Zapfen und Futter zugänglich sind, wie in den meisten Mühlen, so kann man stets nach der Schmierung sehen, und man braucht an dem oberen Rande des Futters blos eine Eintrichterung als Oelreservoir anzubringen, aus welcher das Oel in kleinen Quantitäten durch zwei enge, halbkreisförmige Rinnen i (Figur 2), durch welche auch der Stift an der Spurplatte hinabgleitet, abfließt. Eine ähnliche Schmierrinne läuft auf der concaven Oberfläche der Spurplatte vom Rande nach dem Mittel, damit das hinabtropfende Oel dorthin gelangen und durch die Drehung mit über die Platte vertheilt werden könne. Ein kleines Loch t im Mittel der Platte, welches man zur Erleichterung des Herausnehmens der Spurplatte angebracht hat, ist dabei ohne allen Nachtheil. Mit diesem Loche hat es aber folgendes Bewenden. Oft wollen die Platten nicht von selbst aus dem Futter herausfallen, wenn man es auch umstürzt; dann schraubt man einen Draht in das Loch und zieht sie daran heraus.

Um einer Drehung des Futters C in der Büchse D vorzubeugen, bringt man noch ein Schräubchen h an, welches in eine am äußeren Umfange von C eingehobelte Nuth eingreift, folglich das Anheben des Futters nicht hindert.

Manche Maschinenbauer empfehlen statt dieser zusammengesetzten und allerdings etwas kostbaren Spurlager einfachere Constructionen, wo das Futter unbeweglich und unverstellbar in den Lagerkasten eingesetzt ist. Sie nennen diese Constructionen solider und einfacher, da man die Centrirung auch im Halslager vornehmen könne, aber dies ist nur theilweise wahr und für Wellen, welche eine besonders genaue Montirung verlangen, genügen diese unvollkommeneren Spurlager nicht.

Formeln und Tafeln über die Stärke der Stifte. — Die stehenden Zapfen haben nur einen Widerstand gegen Zerdrücken zu leisten, indem nur das Gewicht der Welle und der daran sitzenden Räder auf ihnen lastet. Nach den Versuchen, welche man über die Widerstandsfähigkeit der Materialien in dieser Beziehung gemacht hat, hat man gefunden, daß bei Schmiedeeisen eine Belastung von 25 Kilogrammen pro Quadratmillimeter den Bruch herbeizuführen vermag und daß man daher nicht über 6 Kilogramme gehen darf, wenn man vollkommen sicher sein will, sobald die Länge nicht mehr als 10 mal so viel als der Durchmesser oder die kleinste Dimension des Stückes beträgt.

Für die stehenden Zapfen wendet man aber viel größere Stärken an, als nach dieser Regel erforderlich sein würden, und wenn man verschiedene Zapfen vergleicht, so findet man, daß ihre Querschnitte den Lasten nicht proportional sind. Man kann sich diese Anomalie erklären, wenn man bedenkt, daß die Arbeit der Zapfenreibung um so größer ist, je stärker die Zapfen sind und je schneller sie umlaufen, daß man also, um möglichst wenig Arbeitsverlust zu haben, bei schnellgehenden Wellen möglichst schwache Zapfen anzuwenden suchen muß. Andererseits wächst die Abnutzung mit dem Drucke pro Flächeneinheit, und um die Abnutzung zu vermindern wird man also im Gegentheil auf eine Vermehrung des Durchmessers gewiesen.

Um indessen einen Ausgangspunkt zur Aufstellung einer praktischen Formel zu finden, haben wir aus vielen Beispielen abgeleitet, daß bei rasch umlaufenden Wellen (mindestens 50 Umdrehungen pro Minute) eine Belastung von 200 bis 250 Kilogrammen pro Quadratcentimeter passend ist, und stellen daher folgende Formel*) auf:

$$d = \sqrt{\frac{P}{2}} + 5 \text{ Millimeter},$$

d. h. der Durchmesser eines Stiftes in Millimetern ist gleich der Quadratwurzel aus dem auf ihm ruhenden Drucke in Kilogrammen vermehrt um 5 Millimeter.

Für stählerne Stifte könnte man äußersten Falls auf 0,6 von dieser Stärke herabgehen, also auf

$$d' = \sqrt{0{,}18\,P} + 3 \text{ Millimeter}.$$

Nach diesen Formeln ist nachstehende Tabelle berechnet worden, welche noch über die Grenzen des gewöhnlichen Bedürfnisses hinausgeht. Für gußeiserne Zapfen gelten dieselben Stärken, wie für die schmiedeeisernen.

Last in Kilogr.	Stiftdurchmesser in Millimetern		Last in Kilogr.	Stiftdurchmesser in Millimetern	
	bei Eisen	bei Stahl		bei Eisen	bei Stahl
10	7	4	9000	72	43
20	8	5	10000	76	46
30	9	5,5	11000	79	47
40	9,5	5,5	12000	82	49
50	10	6	13000	85	51
60	10,5	6	14000	88	53
70	11	6,5	15000	91	54,5
80	11,5	7	16000	94	56
100	12	7	17000	97	58
125	13	8	18000	99,5	59
150	14	8	19000	102	60
175	14,5	8,5	20000	105	63
200	15	9	21000	107	64
250	16	9,5	22000	109	65
300	17	10	23000	112	67
350	18	11	24000	114	68
400	19	11,5	25000	116	69
450	20	12	26000	119	71
500	21	12,5	27000	121	72
600	22	13	28000	122	73
700	24	14	29000	125	75
800	25	15	30000	127	76
900	26	15,5	32000	131	79
1000	27	16	34000	135	81
1100	28	17	36000	139	83
1200	29	17,5	38000	142	85
1300	30	18	40000	146	87
1400	31	19	42000	150	90
1500	32	19	44000	153	91
2000	37,5	22	46000	156	93
2500	39	23	48000	160	96
3000	44	26	50000	163	98
3500	46	27	55000	170	102
4000	49	29	60000	178	106
4500	52	31	65000	185	111
5000	55	33	70000	192	115
5500	58	35	75000	198	118
6000	60	36	80000	205	123
6500	62	37	85000	211	126
7000	64	38	90000	217	130
7500	66	39,5	95000	223	134
8000	68	41	100000	229	137

*) Diese Formel ist wohl in folgender Weise entstanden: Der Querschnitt in Quadratmillimetern wäre $\frac{P}{2{,}5}$, wenn man eine Last von 2,5 Kilogrammen pro Quadratmillimeter als zweckmäßig erachtet; daher hat man

$$\frac{d^2\pi}{4} = \frac{P}{2{,}5} \text{ und } d = \sqrt{\frac{4 \,.\, P}{3{,}14 \,.\, 2{,}5}},$$

wofür $\sqrt{\frac{P}{2}}$ gesetzt ist. Die Constante 5 ist zugesetzt, damit die Durchmesser nicht unter eine gewisse äußerste Grenze herabgehen können.
D. Red.

Tafel 29 enthält in Figur A eine graphische Darstellung einer etwas kleineren Tabelle für Lasten bis zu 40000 Kilogrammen; die Lasten sind am oberen Rande AB, die Durchmesser in Millimetern am linken Rande AD beigeschrieben. Die Curve DB gilt für schmiedeeiserne, die Curve DB′ für stählerne Stifte. Der Gebrauch dieses Diagrammes ist so wie bei den früher gegebenen ähnlichen Diagrammen. Will man z. B. den Durchmesser eines schmiedeeisernen Stiftes für eine Welle, welche 22000 Kilogramme schwer ist, daraus entnehmen, so sucht man in der Scala AB den Theilpunkt auf, welcher zu 22000 Kilogr. gehört, geht senkrecht hinunter bis in die Curve DB für schmiedeeiserne Zapfen und folgt dann der Horizontalen des Durchschnittspunktes a bis in die Scala am linken Rande AD, wodurch man den Durchmesser = 110 Millimeter erhält.*)

Länge der Stifte. — Bei der Aufstellung der obigen Formel ist die Länge nicht in Betracht gezogen worden, denn da dieselbe erst von Einfluß ist, wenn sie mehr als das Zehnfache des Durchmessers beträgt, so braucht man hier nicht darauf Rücksicht zu nehmen, da diese Zapfen selten mehr als drei- bis viermal so lang, als stark sind. Oft ist die Länge auch nur zwei- bis dreimal so groß.

In dem vorgeführten Beispiele beträgt die Länge 2d, worin die Wulst mit inbegriffen ist; die Länge des in dem Futter stehenden Zapfentheiles beträgt 1,5 d. Das conische Ende des Stiftes, womit er in der Welle steckt, muß lang gemacht werden, damit die Befestigung recht solid ausfällt. Für schwächere Zapfen ist der dreifache, für stärkere der zweifache Durchmesser zu geben. Dann wird der Zapfen sich gehörig vertical halten und nicht locker werden.

Verschiedene andere Arten von stehenden Zapfen.

Zapfen für Mühleisen, Figur 3 bis 7. — Diese Art von Zapfen unterscheidet sich nicht wesentlich von dem in Figur 1 und 2 dargestellten Grundtypus eines stehenden Zapfens. Der ganze Unterschied besteht eigentlich nur in der Construction des Lagerkastens, womit sie am Gerüste befestigt sind, und in den Mitteln, welche zur Hebung der Spurplatte angewendet werden.

Figur 3 und 4 geben die Darstellung der Zapfen in der Mahlmühle von Corbeil. Der Lagerkasten A ist mittelst einer angegossenen Flasche a auf der Lagerplatte B des Gerüstes befestigt und letzteres steht auf einem gemauerten Fundamente, in welchem in der Mitte der Mechanismus zum Heben des Mühleisens versenkt ist. Der Stift des Mühleisens C steht in einem Futter b von Rothguß, welches seinerseits von einem ausgebohrten gußeisernen Cylinder c umschlossen ist. Letzterer muß mit gehoben werden und verschiebt sich dabei in der auf dem Boden des Lagerkastens A aufstehenden achteckigen Büchse d, welche durch vier Schrauben e centrirt und festgehalten ist, hat aber eine achteckige Außenfläche, damit er sich nicht drehen könne (Figur 4). Der Mechanismus zum Heben besteht aus einer Schraube E mit achteckigem Kopfe, deren Mutter in der Nabe des Zahnrades F ausgeschnitten ist, und aus einer Schwungkurbel, welche mittelst eines zweiten Zahnrades das um die Welle f drehbare Zahnrad F in Umgang setzt. Zum Schutze gegen Staub sind die über dem Gerüste B befindlichen Theile mit einer Kapsel von dünnem Messingbleche bedeckt.

Das in Figur 5 und 6 dargestellte Spurlager ist eigentlich nur eine Variante des Obigen. Statt der Stirnräder sind bei der Hebevorrichtung conische Räder F, F′ angewendet, weil man die Stellung an einer verticalen Wand und nicht über der Platte B des Gerüstes anbringen wollte. Eine zweckmäßige Abänderung ist die Anwendung einer eingelassenen Mutter i für die Schraube E, weil die Nabe des Rades F immer von Gußeisen ist, worin sich bekanntlich Schraubengewinde schlecht halten. Ebenso haben hier die Centrirschrauben e besonders eingelassene Muttern. Der Cylinder c von Figur 3 ist hier weggelassen, sodaß das Futter b direct von der Schraube E gehoben wird und sich dabei in der cylindrisch ausgebohrten Büchse d verschiebt.

Bei der neuen Einrichtung der Mühlen, wo die Mahlsteine ihre Bewegung von oben mitgetheilt erhalten, bekommen die Mühleisen die in Figur 7 dargestellte besondere Art von Spurzapfen. Es ist nämlich ein durch den Bodenstein hindurchgehender feststehender Stiel A vorhanden, welcher den Läufer trägt und zugleich dem Mühleisen als Stütze dient. Das untere Ende des Stieles A steht in einer Führung und auf einer Stellschraube. Die treibende Welle D überträgt ihre Bewegung durch die Haue B an den Läufer, indem der Muff b die Haue mit dem Mühleisen verbindet. Der Drehpunkt der Welle D liegt auf dem Stiele A, welcher zunächst eine bronzene Pfanne a trägt, in welcher die Haue mittelst eines kurzen Zapfens läuft.

Die Letztere steht wiederum mit dem Mühleisen nur in einem losen Verbande, indem das Mühleisen mittelst des stark conischen Zapfens C in einer Austrichterung der Haue steht, Letzterer also zu seitlichen Oscillationen alle Freiheit verbleibt.

Zapfen einer Fourneyron'schen Turbine. — Diese Zapfen und Lager stehen ganz unter Wasser und verursachen deshalb, so wie wegen der großen Umdrehungsgeschwindigkeit, Schwierigkeiten für eine genügende und

*) Man kann die Scala am linken Rande gleich in natürlicher Größe antragen, dann gilt dieses Diagramm für jedes Maaßsystem, wenn das Kilogramm als Einheit für die Gewichte benutzt wird.
D. Red.

geregelte Schmierung, weshalb Fourneyron ganz besondere Einrichtungen hierzu erfunden hat.

Figur 8 bis 11 stellt den Zapfen und Zapfenständer der Turbine in der Mahlmühle von Saint-Maur vor, und zwar ist Figur 8 ein verticaler Durchschnitt durch die Axe des Ständers parallel zum Stellhebel mit der äußeren Ansicht des unteren Wellenendes, Figur 9 ein Durchschnitt rechtwinkelig dagegen, Figur 10 ein horizontaler Querschnitt nach der Linie 1—2 in Figur 8 und Figur 11 ein Detail des Zapfens.

Die Welle A trägt am unteren Ende eine stählerne Spurplatte a mit concaver Fläche und ruht mit derselben auf einem stählernen Zapfen b, welcher in dem Futter B sitzt, das mittelst des hindurchgesteckten Hebels C angehoben werden kann. Der Zapfen b ist mit einem Ringe c umgeben, welcher über die Spurplatte a geschoben ist und beide umhüllt; dieser Ring vertritt gewissermaßen die Stelle des Futters bei dem eigentlichen Spurlager, ist aber der Schmierung wegen in umgekehrter Weise angebracht. Das Lagerfutter B ist äußerlich cylindrisch abgedreht und bewegt sich in einer langen Büchse D, welche in dem Lagerkasten E sitzt. Die Büchse D hat oben und unten hervorstehende Ränder, damit sie beim Anheben nicht aus dem Lagerkasten herausgehoben werden kann, und Letzterer ist deshalb aus zwei durch die Schrauben d verbundenen, muffartigen Hälften gebildet. Der Lagerkasten, welcher auf dem Fundamente aufgepaßt ist, trägt bei e den Drehpunkt des Stellhebes C, dessen anderes Ende durch eine Stange mit Schraube beliebig gehoben oder gesenkt werden kann. Der Hebel geht durch eine Höhlung im Lagerfutter B hindurch, sodaß Letzteres sammt Welle und Zubehör auf ihm ruht.

Das Oel zur Schmierung wird aus einem hochgelegenen Oelbehälter durch das Rohr F zugeführt, welches in den unteren Theil f des Lagerfutters B unterhalb des Schlitzes für den Stellhebel C einmündet, tritt dann durch die beiden Bohrungen g, g in den oberen Theil f′ des Futters und aus diesem durch die am Zapfenumfange angebrachten Schmierrinnen h auf die Oberfläche des Zapfens b. Wenn die Lage des Oelbehälters richtig bestimmt ist, so wird unter passendem hydrostatischen Drucke Oel genug zufließen, auch ist es dabei ganz gegen das Wasser abgesperrt. Damit es aber wieder abfließen könne, ist die Pfanne a an der Welle mit einem Loche i in der Mitte versehen, welches nach einer am unteren Ende der Welle angebrachten Hohlung j mit einer Ausgangsöffnung k führt. Obgleich diese Schmiervorrichtung complicirt erscheint, so erfüllt sie doch besser, als jede andere, ihren Zweck, und wird nur von den Zapfen am oberen Ende übertroffen.

Hervorzuheben ist bei diesem Zapfen noch seine auffallende Stärke. Während man sonst bis zu 300 Kilogr. Last pro Quadratcentimeter geht, sind hier nur 70 bis 80 Kilogramme gegeben und statt 70 Millimeter Durchmesser, wie aus unserer Tabelle folgen würde, hat Fourneyron 130 Millimeter angenommen. Hierbei ist jedenfalls die Absicht, jeder Erwärmung vorzubeugen, maßgebend gewesen, da diese Zapfen gar nicht zu beaufsichtigen sind.

Zapfen einer Fontaine'schen Turbine, Figur 12 und 13. — Um die Schwierigkeiten der Lagerung der Turbinenzapfen unter Wasser und ihrer Wartung zu beseitigen, hat bekanntlich Fontaine eine Einrichtung angewendet, wo der Zapfen gänzlich über dem Wasser liegt. Nachdem er sie erst blos über den Unterwasserspiegel herausgehoben und unter einem conischen Mantel eingeschlossen hatte, verlegte er sie nach Arson's Vorgange ganz an das obere Ende der Welle, und diese vervollkommnete Einrichtung ist es, welche in Figur 12 und 13 dargestellt ist. Eine hohle Welle A, auf welche am unteren Ende das Turbinenrad aufgesteckt ist, dreht sich hier um eine darin stehende unbewegliche Säule B, an deren oberem Ende das Spurlager D befestigt ist.

Figur 12 giebt einen verticalen Durchschnitt durch diesen Theil der Welle und Figur 13 einen anderen, um 90° gegen den vorigen verwendeten Durchschnitt.

Die Welle A ist an zwei Stellen mit Führungen versehen und ihr Zapfenlager findet in der inneren Hohlung seine Führung. Die Transmission geschieht theils durch die Verlängerung der Welle nach oben, theils durch ein unterhalb des Lagers aufgestecktes Getriebe. Die Verstellung des Zapfenlagers geschieht wie folgt:

Der Zapfen C ist das Ende einer mit Schraubengewinde versehenen, in dem ausgebohrten oberen Ende der Welle stehenden verticalen Welle; die starke Mutter E dieses Gewindes stemmt sich gegen einen inneren runden Ansatz a der Welle A innerhalb des Bügels, welcher aus zwei Theilen besteht, wovon der eine Theil a′ abgenommen werden kann, wenn man den Zapfen auswechseln will. Man verfährt dabei folgendermaßen: Nachdem die Turbine aufgeladen worden ist, dreht man die Mutter E so, daß die Schraube des Zapfens nach oben steigt und drängt letzteren in die Höhlung der Welle oberhalb des Zapfens, nimmt den Lagerkasten D heraus, läßt dann den Zapfen wieder nieder und nimmt das Stück a′ ab, worauf man den Zapfen herausnehmen kann.

Der Lagerkasten D ist ein auf das obere Ende der Säule B aufgestecktes, becherförmiges Gefäß mit vielem Raum zur Aufnahme von Oel. Hierin befindet sich ein Kreuz b, welches im Mittel durchbohrt ist, und eine Büchse c von Rothguß aufnimmt, in welcher der Zapfen steht. Er ruht dabei auf einer im Boden des Lagerkastens eingelassenen Spurplatte d. Weil nun der Lagerkasten beim Anheben der Welle sich mit hebt und zugleich die Dreh-

bewegung erfährt, so ist ein Ring e von Rothguß angebracht, welcher die Lagerschale vertritt.

Zapfen für Krahne. — Diese Zapfen haben eine große Wichtigkeit wegen der enormen Lasten, welche sie zu tragen haben, und wegen der großen Sicherheit, welche sie bieten müssen; dagegen drehen sie sich ganz langsam, sodaß man sie mehr als Stützen, als wie als Zapfen anzusehen hat. Man macht sie daher weit stärker, sodaß sie pro Quadratcentimeter oft nur 100 Kilogramme zu tragen haben, während der vorstehend beschriebene Fontaine'sche Turbinenzapfen 400 Kilogramme trägt. Sie werden auch oft aus einem Stück mit der Welle gegossen, was auf stärkere Dimensionen führt.

In Figur 14 ist der Zapfen eines von Cavé construirten gußeisernen Krahns dargestellt. Die Krahnsäule ist von Gußeisen und unter das Niveau des Hauses versenkt, findet aber in diesem Niveau eine Führung und endigt in dem Zapfen B. Letzterer steht in dem Futter C, welches in dem Lagerkasten D durch Keile a centrirt und befestigt ist. Die Bodenplatte des Lagerkastens ist ausgenommen und abgehobelt, um eine festere Auflage des Futters zu erhalten. Der gußeiserne Zapfen ist mit einer Stahlplatte b belegt, welche durch eine schwalbenschwanzförmige Rippe c befestigt ist, und ruht auf einer linsenförmigen Stahlplatte d, welche auf der eigentlichen Spurplatte e liegt. Diese eingeschaltete Scheibe soll verhindern, daß der Zapfen durch seine enorme Reibung die Spurplatte mitnimmt.

Die Dimensionen des Lagers sind weit stärker, als die Rechnung ergiebt, und es ist soviel Sicherheit deswegen gegeben, weil die Last nicht blos in der Richtung der Axe wirkt, sondern ein sehr starker Seitenschub stattfindet.

Für einen blechernen Krahn von Lemaitre giebt Figur 15 die Zeichnung des Zapfens. Er gehört zu einem Krahn mit oberem Lager, wo keine in den Boden versenkte Krahnsäule vorhanden ist, sich vielmehr über dem Boden eine feste Säule befindet, welche der hohlen Axe als Führung dient. Diese Säule A ist aus 10 Millimeter starkem Eisenblech gefertigt, in der unteren Hälfte der Höhe cylindrisch, am oberen Ende conisch geformt und mit einem gußeisernen Lagerkasten B geschlossen, in dessen Mitte sich der Zapfen C und das Spurlager befindet. Die Befestigung des Lagerkastens an der Säule erfolgt durch Nieten und mit Hilfe eines eingelegten schmiedeeisernen Ringes, welcher den conischen Zwischenraum zwischen dem Rande des nur von oben einzuführenden Lagerkastens und der Säulenwand ausfüllt. Der Zapfen C gehört zu dem Gerüste des Krahns und ist am oberen Ende der Axe befestigt, welche die Säule A umgiebt und sich um sie als Stütze herumdreht.

Bei derartigen Krahnen kommen auch umgekehrte Spurlager von der in Figur 16 dargestellten Construction vor. Das Beispiel ist von einem gußeisernen Krahn entnommen, welcher mittelst eines Wagens auf einer Eisenbahn läuft. Hier ist auf dem Wagen eine feste Säule A angebracht, welche eine darüber geschobene hohle Säule mittelst des Zapfens C trägt. Dieser Zapfen ist hier in die Säule A mittelst eines conischen Stiftes eingelassen und das Spurlager hängt darauf, was eine bequeme Schmierung gestattet. Das Futter D ist von Rothguß und enthält die stählerne Spurplatte a, nach welcher ein Schmierloch b aus dem Schmierbecher c hinabführt. Der Zapfen hat bei dieser Construction keinen Seitendruck auszuhalten, da der Lagerkasten concentrisch mit der Welle ausgebohrt ist und dieselbe bei d ringförmig umgiebt, also durch den Ansatz e, e der Säule eine Führung erhält.

Bei hölzernen Krahnen wendet man die in Figur 17 und 18 dargestellte Einrichtung an. Sie ist von einem Krahn entlehnt, welcher eine Last von 6000 Kilogrammen tragen kann. Die hölzerne Krahnsäule A trägt an beiden Enden schmiedeeiserne Zapfen B, wovon der obere in einem an dem Gebälke angebrachten Halslager liegt, während der untere in einem Spurlager C auf dem Boden des Gebäudes steht. Letzterer ist eine kurze cylindrische Welle, welche durch Gegenkeile in der Säule befestigt ist, die zur Schonung vor den beiden Schlitzöffnungen mit Blechen c belegt ist. Der Zapfen hat einen vorstehenden Ring, welcher sich gegen das untere, mit einer eisernen Kappe d versehene Ende der Säule stemmt. Das Spurlager besteht nur aus einem hutförmigen Gußstück C, welches in einen Stein des Fundamentes eingelassen ist. Diese einfache, oft angewendete Einrichtung hat aber den Nachtheil, daß man den Zapfen schwer vor Verunreinigung bewahren kann.

Für leichte Krahne, z. B. Schmiedekrahne, eignen sich die umgestürzten Spurlager, wie Figur 19 zeigt, sehr gut. Die Säule ist ebenfalls von Holz und am unteren Ende mit dem Spurlager a versehen, in welches der mit der Sohlplatte b und den Schrauben c auf dem Fundament befestigte Stift B hineinragt. Man vermeidet dadurch die Verunreinigung des Zapfens, kann aber keine so vollkommene Schmierung bewirken, weshalb man diese Lager zwar sehr gut für leichte Krahne, Thorsäulen u. dergl., nicht aber für schwere Krahne anwenden kann.

Zapfen einer Drehscheibe, Figur 20. — Dieser Zapfen ist von einer in England erbauten gußeisernen Drehscheibe für Eisenbahnen entlehnt und zeigt das Eigenthümliche, daß er nicht blos durch einen conischen oder cylindrischen Stift mit Achsel in der Nabe der Scheibe befestigt ist, sondern mittelst Schrauben, welche natürlich einen Theil der Last mit zu tragen haben. Als Zweck dieser Einrichtung dürfte man die Möglichkeit der beliebigen Regulirung der Höhe, in welcher die Nabe schwebt, anzusehen haben.

Der Zapfen C ist in der Nabe mittelst eines verstärkten

cylindrischen Stiftes mit tellerartiger Scheibe a am oberen Ende und vier Schrauben b befestigt. Das Spurlager B ist ein cylindrisches Gußstück mit vier Lappen c, mittelst deren es auf einem an dem gußeisernen kreisförmigen Gerüste der Drehscheibe angebrachten feststehenden Kreuze D angeschraubt wird. Es trägt eine stählerne Spurplatte d und ist darüber hinaus mit einem cylindrischen Ansatze e versehen, welcher den Halsring des Kranzes mit den Laufrollen aufzunehmen bestimmt ist. Durch Anziehen der Schrauben b kann man die Drehscheibe ein wenig heben oder herablassen. Ob nun gleich dieser Zapfen ganz verdeckt und das Lager ohne Demontirung gar nicht zugänglich ist, so läßt sich dasselbe doch schmieren, indem aus dem Schmierbehälter g eine schief geführte Rinne f nach dem unteren Ende des Zapfens führt.

Da die Drehung nur langsam erfolgt, so ist der Zapfen verhältnißmäßig stark gemacht worden, obschon der größte Theil der Last von den Laufrollen aufgenommen wird.

Zapfen einer Spindel, Figur 21. — Die Spindeln der Spinnmaschinen drehen sich mit einer sehr großen Geschwindigkeit, und da jede Maschine eine sehr große Zahl von Spindeln zu bewegen hat, so würde ihre Bewegung, trotz ihrer geringen Schwere, eine sehr große Arbeit kosten, wenn man nicht besondere Aufmerksamkeit darauf verwendet hätte, ihnen einen leichten Gang zu verschaffen. Man kann ihren Zapfen eine vollkommen conische Spitze geben, wie bei Figur 21, wobei man schon vorher die Stärke der Spindel abnehmen läßt. Diese Spitze taucht in ein bronzenes Futter B, dessen obere Oeffnung weiter ausgedreht ist, um als Oelbehältniß zu dienen, und welches in einer gußeisernen Rippe C des Stuhles eingelassen ist. Das Beispiel ist von einem Grobflyer mit ziemlich starken Spindeln entnommen.

Diese spitzigen Zapfen können nur bei sehr schnell gehenden, aber sehr wenig belasteten Wellen und nur bei vorzüglicher Schmierung angewendet werden, weil sonst die Abnutzung sehr stark sein würde und die Zapfen sich sehr leicht heiß laufen würden.

Kugelzapfen für eine Spuhlmaschine, Figur 22. — Dieses letzte Beispiel giebt eine der seltener angewendeten Constructionen von stehenden Zapfen, bei welchen es darauf ankommt, allen verticalen Schwankungen vorzubeugen. Es ist von einer Maschine zur Anfertigung von Spuhlen entnommen. Die Axe A trägt die Spuhle und endigt nach unten in einem kugelförmigen Zapfen a, welcher in einer entsprechend gestalteten, also aus zwei Hälften bestehenden Pfanne b von Rothguß steht. Die beiden Hälften der Pfanne werden durch die Schraube c zusammengehalten und zugleich dadurch in dem gußeisernen Lagerkasten B befestigt, welcher am Gerüste festgeschraubt ist. Man muß hier diese Einrichtung treffen, weil die Spindel die Tendenz hat, auszuspringen, wenn der Kötzer abgezogen wird.

Arbeit der Zapfenreibung. — Die Zapfenreibung der stehenden Wellen besteht in dem Product aus dem Drucke P in Kilogrammen in den Reibungscoefficienten f, welcher im Mittel für schmiedeeiserne Zapfen auf bronzenen oder gußeisernen Lagerplatten bei guter Schmierung 0,075 beträgt. Diese Reibung hat man sich in einem Abstande gleich $^2/_3$ des Halbmessers vom Mittel angreifend zu denken, sodaß die Arbeit der Reibung bei n Umdrehungen pro Minute beträgt:

$$R = {}^2/_3 \cdot \frac{\pi d n}{60} \cdot f P \text{ Kilogrammeter}$$
$$= 0{,}0349\, d n f P \text{ Kilogrammeter.}$$

Dieser Arbeitsverlust ist bei schwer belasteten und schnell umgehenden Wellen ansehnlich genug, namentlich wenn die Schmierung etwas mangelhaft unterhalten ist; man muß sich also ganz besonders hüten, überflüssig starke Zapfen zu geben.*)

*) Man erkennt dies noch mehr, wenn man sich erinnert, daß nach der Anmerkung auf Seite 204

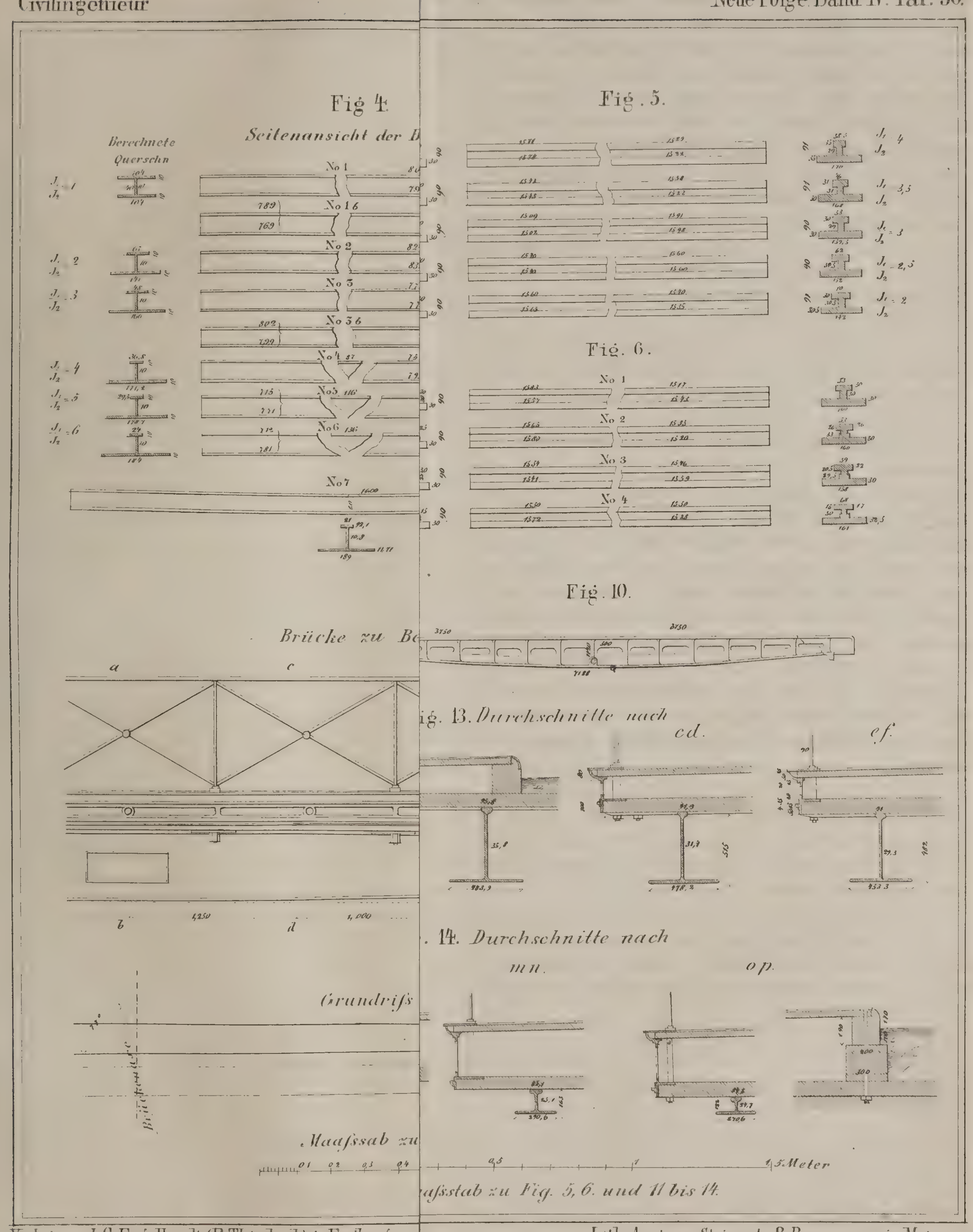
$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{P}{2500000} \text{ also } P = \frac{2500000 \cdot \pi}{4} d^2 \text{ ist,}$$

(d in Metern gemessen); denn dann erhält man für die Arbeit der Reibung den Ausdruck:

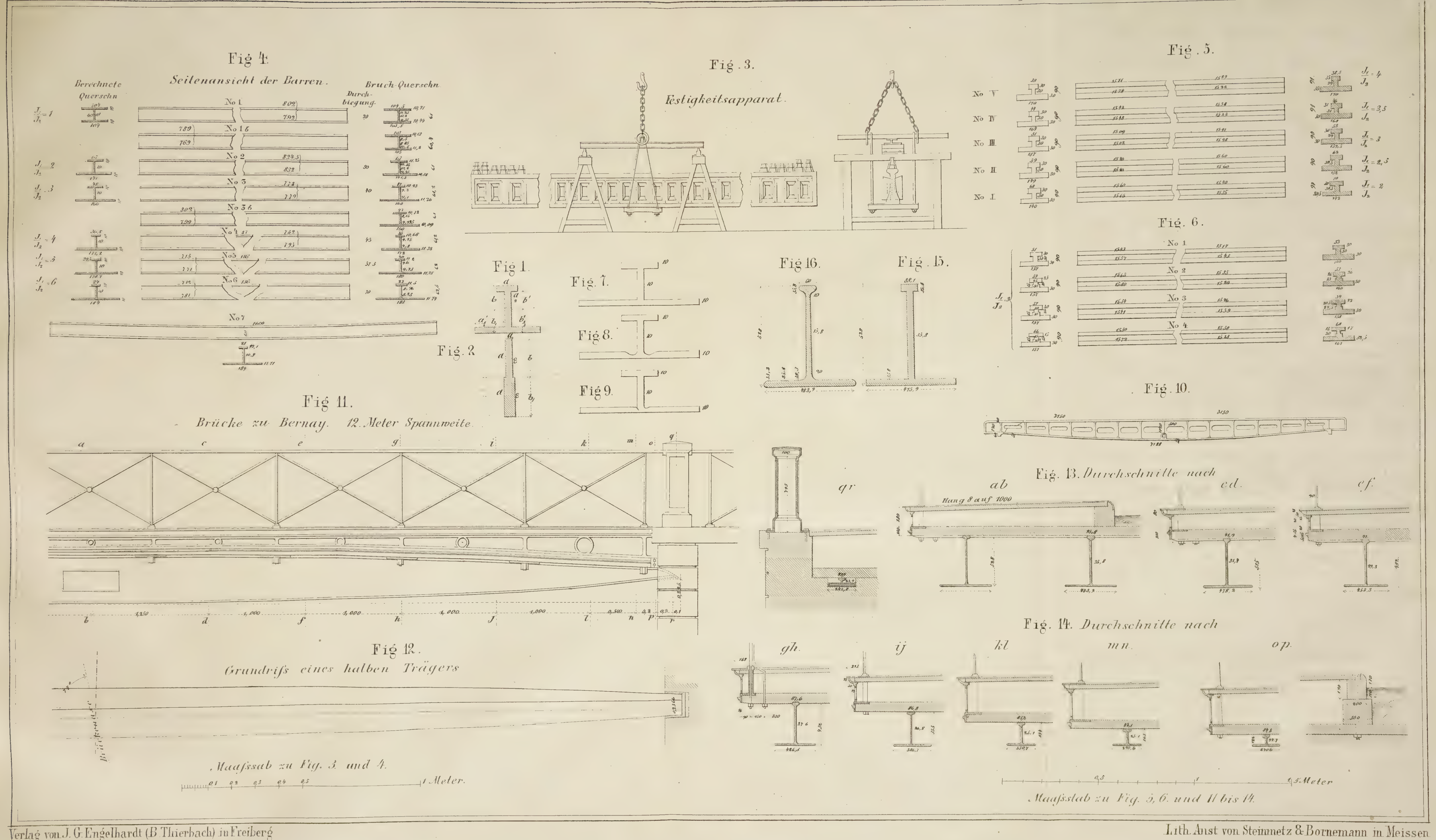
$$R = {}^2/_3 \cdot \frac{2500000\, \pi^2}{240} \cdot n f \cdot d^3 = 5141 \cdot n d^3 \text{ Kilogrammeter,}$$

woraus folgt, daß dieser Arbeitsverlust wie die dritte Potenz der Zapfendurchmesser wächst. — Man kann sich übrigens die Berechnung sehr erleichtern, wenn man in das Diagramm Fig. A noch eine Curve einzeichnet, welche für die am unteren Rande zu verzeichnenden Zapfendurchmesser d in Millimetern die Arbeit der Reibung in Kilogrammetern pro 100 Umgänge am rechten Rande ablesen läßt. Man findet dann, daß ein Zapfen von 50 Millimeter Stärke bei 100 Umdrehungen pro Minute ungefähr 65 Kilogrammeter Arbeit consumirt.

D. Red.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg
Lith. Anst. von Steinmetz & Bornemann in Meissen



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg
Lith. Anst von Steinmetz & Bornemann in Meissen

Die zweckmäßigste Form gerader gußeiserner Balken.

Von

Decomble.

(Hierzu Tafel 30.)

Decomble hat in einer sehr umfassenden Arbeit in dem 6. Hefte der „Annales des ponts et chaussées" auf 1857 die zweckmäßigste Form gerader gußeiserner Balken zu bestimmen gesucht, und obwohl der theoretische Theil dieser Abhandlung in mehrfacher Hinsicht mit den jetzigen Ansichten über diesen Gegenstand in Widerspruch tritt, so glauben wir doch wegen der großen Menge interessanter Beobachtungen, welche darin enthalten sind, auszugsweise das Wichtigste hieraus mittheilen zu müssen.

Erstes Capitel.

Allgemeine Lösung der Berechnung gußeiserner frei aufliegender Balken.

Wenn man nach der Navier'schen Theorie, jedoch mit Einführung eines besonderen Widerstandscoefficienten R_1 für die Zusammendrückung und R_2 für den Zug, die Gleichgewichtsgleichungen für frei aufliegende gerade Balken niederschreibt und dabei mit

b den verticalen Abstand derjenigen Faser, welche der größten Zusammendrückung ausgesetzt ist, von der neutralen Axe, mit

b_1 den verticalen Abstand der am meisten gezogenen Faser von derselben Axe, mit

v den verticalen Abstand einer beliebigen Faser von derselben, mit

u den horizontalen Abstand einer solchen Faser von der Verticalebene der Symmetrie, und endlich mit

x den Abstand des betreffenden Querschnittes von dem einen Stützpunkte

bezeichnet, so erhält man die beiden Gleichungen:

$$\text{(A)} \qquad \frac{R_1}{b}\int v\,du\,dv = \frac{R_2}{b_1}\int v\,du\,dv$$

$$\text{(B)} \qquad \frac{R_1}{b}\int v^2\,du\,dv + \frac{R_2}{b_1}\int v^2\,du\,dv = \varphi(x).$$

Für die Praxis sucht man aber einen Balken, welcher nicht nur diesen Bedingungen entspricht, sondern denjenigen, welcher unter allen diesen Balken der leichteste ist, und dieser Bedingung wird genügt,

wenn der Balken die Querschnittsform des umgekehrten T oder eines doppelten T besitzt.

Denn die Gleichung (B) zeigt, daß die Momente auf beiden Seiten der neutralen Axe um so größer werden, in je größerem Abstande das Material von dieser Axe angebracht ist. Weil aber das Material des Balkens continuirlich zusammenhängen muß, so wird hierdurch bei gegebener Höhe zugleich bedungen, daß die Verbindung zwischen den auf beiden Seiten der neutralen Axe stattfindenden Materialanhäufungen durch eine möglichst dünne Mittelrippe vermittelt werde. Endlich erkennt man sofort, daß diese Materialanhäufungen keine zweckmäßigere Form erhalten können, als diejenige einer horizontalen Ebene oder eines niedrigen Rechteckes, wie Figur 1, weil in demselben alle Fasern weiter von der neutralen Axe entfernt sind, als bei irgend einer anderen Form. Ist die Höhe unbegrenzt, so würde die zweckmäßigste Materialvertheilung auf eine verticale Ebene oder eine Gestalt wie Figur 2 führen.

Es nehmen sonach die Formeln (A) und (B) für den Fall des leichtesten Balkens die Form

$$\text{(1)} \qquad a_1 b_1^2 - a' b_1'^2 = \frac{R_1}{R_2}\frac{b_1}{b}(a b^2 - a' b'^2)$$

$$\text{(2)} \qquad \frac{R_1}{b}\left(\frac{a b^3 - a' b'^3}{3}\right) + \frac{R_2}{b_1}\left(\frac{a_1 b_1^3 - a_1' b_1'^3}{3}\right) = \varphi(x)$$

an, wenn a, a_1, a', a_1', b, b_1, b', b_1' die in der Figur 1 angedeuteten Größen bedeuten.

Derartige Balken müssen gleichzeitig durch Zerdrückung und Zerreißen brechen, denn die Widerstandsfähigkeit des Querschnittes ist auf beiden Seiten der Axe gleich. Es müssen daher auch die äußersten Fasern gleichzeitig die Grenze ihres elastischen Widerstandes erreichen, weshalb sein muß:

$$\text{(3)} \qquad \frac{R_1}{R_2} = c,$$

wo c das constante Verhältniß der Grenzwerthe ausdrückt.

Von der Kunst der Gießer hängt es ab, welche Stärke der Rippe gegeben werden kann. Denn wenn man mit demselben Gußeisen ein Sortiment von gußeisernen Platten von 0,3 Meter Breite und 1, 2, 3, 4, 5 u. s. w. Centimeter Dicke in getrockneten Formen herstellt,

so wird der Bruch erkennen lassen, daß das Material darin von verschiedener Textur, Farbe und Festigkeit ausfällt. Bei Gußeisen aus den Hohöfen von Clos-Mortier (Haute-Marne) findet man z. B., daß Stäbe unter 3 Centimeter Dicke ein immer feineres und weißeres Korn zeigen, je dünner sie sind, daß dagegen die Stäbe immer lockerer und dunkler im Bruche aussehen, je mehr ihre Stärke über 3 Centimeter beträgt. Bei 1 Centimeter Stärke sieht man unter der Lupe kurze, nicht sehr verwachsene Schuppen, bei 3 Centimeter Stärke deutliche, leicht gedrehte und gewissermaßen kettengliederartig verschlungene Fasern, bei 7 Centimeter Stärke endlich nur lange, grobe, nur schwach verschlungene Fasern, und der Versuch zeigt, daß die Dicke von 3 Centimetern in Bezug auf die Festigkeit die vortheilhafteste ist. Es läßt sich sonach voraussehen, daß es bei jeder Sorte von Gußeisen eine Stärke giebt, bei welcher der Guß den größten Widerstand gegen das Zerdrücken, und eine andere Stärke, bei welcher er den größten Widerstand gegen das Zerreißen zu leisten vermag.

Aber nicht nur die Größen $(a - a')$, $(b - b')$, $(a_1 - a_1')$, $(b_1 - b_1')$ sind von so wichtigem Einflusse, sondern auch die Entfernung der beiden horizontalen Rippen, also die Größe $(b + b_1)$ übt einen analogen Einfluß aus. Bei gleicher Wanddicke wird das Gefüge um so lockerer, je mehr $(b + b_1)$ abnimmt und umgekehrt, und man erkennt hieraus, daß bei einem Balken von gleichem Widerstande, wo die Höhe veränderlich ist, auch die vier Größen $(a - a')$, $(b - b')$, $(a_1 - a_1')$, $(b_1 - b_1')$ von einem Ende des Balkens zum anderen variiren müssen, wenn nicht Verschiedenheiten in der Textur die Folge sein sollen. Zu den obigen Gleichungen treten also noch folgende:

(4) $a - a' = \varepsilon$,

(5) $b - b' = \varepsilon$,

(6) $a_1 - a_1' = \varepsilon'$,

(7) $b_1 - b_1' = \varepsilon'$,

wo ε und ε' Functionen von $(b + b_1)$ sind, welche experimentell zu bestimmen bleiben.

Was die Höhe $(b + b_1)$ des Querschnittes anlangt, so wird dieselbe oft durch örtliche Verhältnisse bedingt, oder sie wird durch constructive Rücksichten bestimmt. Hat man diesen Werth, so giebt man den Dicken ε und ε' die entsprechenden numerischen Werthe und berechnet a und a_1 mittelst der Gleichungen (1) und (2). Entsprechen diese Werthe den constructiven Bedingungen nicht, wird z. B. a nicht breit genug, um die Brückenbahn darauf sicher auflegen zu können, so verändert man die Annahmen, bis man die gewünschte Uebereinstimmung erzielt hat. Auf diesem Wege erhält man

(8) $b + b_1 = h$.

Es sind also überhaupt acht Gleichungen zu lösen.

Zweites Capitel.

Bestimmung der Coefficienten R_1 und R_2, ε und ε_1 und praktische Bemerkungen über Formerei und Guß.

Nach Navier verhält sich bei Gußeisen der Widerstand gegen das Zerdrücken zu demjenigen gegen das Zerreißen wie 1 : 7, was er aus Beobachtungen ableitet, wo die Zugkraft an einem aufgehangenen Stabe wirkte, das Zerdrücken aber an sehr kurzen Stücken durch einen einarmigen Hebel bewirkt wurde. Bei der Biegung sind aber die Verhältnisse wesentlich verschieden, weil die Fasern neben der Dehnung und Zusammendrückung noch der Einwirkung seitlicher Kräfte unterliegen.

Versuche mit aufgehangenen gußeisernen Stäben zeigten nun, daß solche Stäbe von 1 Quadratcentimeter Querschnitt im Mittel bei 2380 Kilogrammen zerrissen, Stäbe von 2 Quadratcentimeter Querschnitt aber bei 3600 Kilogrammen oder nur 1800 Kilogrammen pro Quadratcentimeter. Solche Stäbe bestehen aber aus concentrischen Lagen von Fasern, deren Dichtheit von außen nach innen stetig abnimmt, und die Fasern befinden sich daher bei gezogenen Stäben in ganz anderen Umständen als bei gebogenen Stäben, wo diese Lagen auf sehr verschiedene Weise in Anspruch genommen werden; man kann also auch die Coefficienten R_1 und R_2 nicht aus Versuchen mit aufgehangenen Stäben ableiten, muß vielmehr dabei Beobachtungen über die relative Festigkeit an Stäben von durchgängig gleicher Wandstärke zu Grunde legen und aus ihnen mittelst des Tredgold'schen Erfahrungssatzes, daß zwischen der Bruchfestigkeit und dem elastischen Widerstande ein constantes Verhältniß existire, diese elastischen Widerstände, d. h. die Inanspruchnahmen, welche keine bleibenden Veränderungen mehr hervorzurufen im Stande sind, ableiten. Man müßte hierzu eine Zahl von Stäben aus gleichem Gußeisen in getrockneten Sandformen herstellen, deren Querschnitt und Wandstärke constant blieben, deren Formen sich aber stetig änderten, und sie zerbrechen, und man würde sodann denjenigen Stab, welcher gleichzeitig in der zusammengedrückten und in der gedehnten Rippe zerbräche, als denjenigen anzusehen haben, aus welchem die wahren Werthe von R_1 und R_2 abzuleiten wären.

Der Verfasser hat nun die in Figur 4 dargestellten 7 Stäbe gießen lassen, welche annähernd ein stetiges Fortschreiten von einer Querschnittsform zur anderen repräsentiren. Die Querschnitte sind nämlich so gewählt, daß die Verhältnisse der Biegungsmomente der oberen und unteren Partie in Bezug auf die halbe Höhe von 1 bis 7 wachsen. Sie wurden auf Schneiden in 1,5 Meter Abstand von einander gelegt und im Mittel mit Vermeidung jeder Erschütterung belastet, wobei Folgendes beobachtet wurde.

Der Balken Nr. 7 war bis zu 2484,33 Kilogrammen belastet worden (incl. des halben Eigengewichtes) und hatte eine Durchbiegung von 8 Centimeter angenommen, als die Wagschale rutschte und ein Stückchen von der oberen Rippe im Mittel und von der Mittelrippe abquetschte, sodaß man die weitere Belastung aufgab. Der Balken ging bis auf 1,6 Centimeter zurück. Er wog auf seine freie Länge 30,46 Kilogramme.

Der Balken Nr. 6 brach bei 2923,71 Kilogrammen, nachdem er eine Durchbiegung von über 7 Centimeter gezeigt hatte. Der Bruch zeigte keinen Fehler. Die freie Länge wog 27,8 Kilogramme.

Bei dem Balken Nr. 5 betrug die Einsenkung vor dem Bruche 5,75 Centimeter, das Bruchgewicht 3198,36 Kilogramme, das Gewicht der freien Länge 28,22 Kilogr. Der Bruch war gesund.

Für den Balken Nr. 4, dessen Eigengewicht auf seine Länge 27,94 Kilogramme betrug, und welcher eine geringe Einbiegung von 1,5 Millimeter besaß, trat der Bruch bei 3186,35 Kilogrammen ein, nachdem die Durchbiegung von 4,5 Centimeter beobachtet worden war. Der Bruch zeigte einen Gußfehler nahe über der unteren Rippe und der herausgedrückte Keil war kleiner als bei Nr. 5, was darauf hindeutet, daß dieser Balken eigentlich eine größere Widerstandsfähigkeit besessen habe, als Nr. 5.

Der Balken Nr. 3 wog 27,2 Kilogramme, brach bei 3434,35 Kilogrammen Totalbelastung unter 4 Centimeter Einbiegung und mit ganz gesundem Bruche ohne merkliche Keilöffnung.

Bei dem Balken Nr. 2 von 27,2 Kilogrammen Gewicht betrug die Einbiegung vor dem Bruche 3 Centimeter und die Bruchbelastung 3359,35 Kilogramme. Der Bruch war gesund und einfacher Art.

Der Balken Nr. 1 hatte eine Krümmung von 3,3 Millimetern nach oben, wog auf seine freie Länge 27,4 Kilogr., bog sich vor dem Bruche 2 Centimeter durch und brach unter 2661,95 Kilogrammen Belastung ohne auffallende Form des Bruches.

Nach allem Diesen erscheint der Balken Nr. 7 als derjenige, welcher die beste Vertheilung des Materials besitzt, weil jedoch der Gußfehler bei dem Balken Nr. 4 eine gewisse Ungewißheit zurückließ, wurden diese Versuche mit den Stäben Figur 5 wiederholt, bei welchen die Wandstärke 3 Centimeter betrug und die Verhältnisse der Biegungsmomente zu 2, 2,5, 3, 3,5 und 4 bestimmt waren. Die freie Länge betrug hier 3 Meter und die Last lag genau im Mittel; die Beschaffenheit des Bruches war vollkommen gesund und der Bruch erfolgte

bei Nr. I unter 4354,89 Kilogr. Belastung,
" " II " 4401,39 " "
" " III " 4798,13 " "
bei Nr. IV unter 4248,43 Kilogr. Belastung,
" " V " 4134,42 " "

Nun waren bei den obigen Stäben Nr. 1, 2, 4 die Querschnitte eher stärker als schwächer gegen die Stäbe Nr. I, II, IV und der Querschnitt des Stabes Nr. 3 war eher etwas schwächer, als derjenige von Nr. III, also beweisen diese Versuche nur noch mehr, daß die Querschnittsform des Stabes Nr. 3 die zweckmäßigste sei.

Benutzt man nun diese zwei Barren, um daraus die Werthe von R_1 und R_2 abzuleiten, indem man annehmen kann, daß diese Festigkeitscoefficienten für diese beiden Stäbe dieselben seien, so hat man folgende, aus den Gleichungen (1), (2), (8) hervorgehende sechs Gleichungen zu lösen, wovon diejenigen mit griechischen Buchstaben sich auf den Barren Nr. III beziehen:

$$(1) \qquad a_1 b_1^2 - a_1' b_1'^2 = \frac{R_1}{R_2}(a b^2 - a' b'^2),$$

$$(1)' \qquad \alpha_1 \beta_1^2 - \alpha_1' \beta_1'^2 = \frac{R_1}{R_2}(\alpha \beta^2 - \alpha' \beta'^2),$$

$$(2) \quad R_2 \left(\frac{R_1}{R_2} \frac{a b^3 - a' b'^3}{3 b} + \frac{a_1 b_1^3 - a_1' b_1'^3}{3 b'} \right) = \varphi(x),$$

$$(2)' \quad R_2 \left(\frac{R_1}{R_2} \frac{\alpha \beta^3 - \alpha' \beta'^3}{3 \beta} + \frac{\alpha_1 \beta_1^3 - \alpha_1' \beta_1'^3}{3 \beta_1} \right) = \varphi(x),$$

$$(3) \qquad b + b_1 = h,$$

$$(3)' \qquad \beta + \beta_1 = h.$$

Nun haben wir ferner

$$\frac{R_1}{F_2} = 3, \quad b = b_1 = \frac{h}{2} = 0{,}0306, \quad \beta + \beta_1 = \frac{h_1}{2} = 0{,}045 \text{ und}$$

$$\varphi(x) = \frac{p}{2} x \left(l + \frac{P}{p} - x \right),$$

wenn P die Last im Mittel, p die gleichförmig vertheilte Last pro Meter und l die freie Länge des Barrens bedeutet. Setzt man hier die Zahlenwerthe ein, nämlich:

$x = 0{,}722$; $l = 1{,}5$; $p = \frac{27{,}2}{1{,}5} = 18{,}13$; $P = 3420{,}75$; $b + b_1 = 0{,}0612$; $a = 0{,}047$; $a_1 = 0{,}16$; $a' = 0{,}0378$; $a_1' = 0{,}15086$; $b_1 - b_1' = 0{,}01124$; $b - b' = 0{,}01093$,

so ergiebt sich aus (2)

$R_2 = 17\,071945$ Kilogr. und

$R_1 = 3 R_2 = 51\,152583$ Kilogr.

Für den Stab Nr. III hat man ferner:

$\alpha = 0{,}053$; $\alpha_1 = 0{,}1595$; $\beta + \beta_1 = 0{,}09$; $\alpha - \alpha_1 = \alpha_1 - \alpha_1' = 0{,}029$; $\beta - \beta' = \beta_1 - \beta_1' = 0{,}03$; $l = 3$; $p = 162{,}5 \cdot \frac{3}{3{,}1} = 52{,}42$; $P = 4719{,}5$; $x = 1{,}502$;

$$\beta = \beta_1 = 0{,}045,$$

und erhält daher hier:

$R_2 = 17\,191960$ Kilogr. und

$R_1 = 3 R_2 = 51\,575880$ Kilogr.

Der Unterschied der Werthe der aus den beiden Versuchen abgeleiteten Coefficienten ist nur gering, geringer als die Verschiedenheit in der Farbe und dem äußeren Ansehen des Bruches, und man kann sonach schon auf eine gute Uebereinstimmung der Festigkeitscoefficienten schließen, wenn man auch nur eine annähernde Uebereinstimmung in der Textur beobachten kann. Jedoch gehen die Unterschiede der Festigkeit bei verschiedener Wandstärke bis zu 25 Procent, z. B. bei einem Barren von 1 Centimeter Stärke hat der Verfasser 57200000 Kilogramme gefunden für R_2, während ein aus demselben Gußeisen hergestellter Barren von 0,5 Centimeter Dicke nur 45200000 ergab, und ein andermal gaben zwei ebensolche Barren von 1 und $^1/_2$ Centimeter Dicke resp. 47700000 und 37500000 Kilogramme.

Ueber den Einfluß der Höhe wurden folgende Versuche angestellt. Es wurden die vier Barren, welche Fig. 6 darstellt, bei demselben Gusse in getrockneten Sandformen hergestellt und zerbrochen. Sie haben das Verhältniß der Biegungsmomente durchgängig gleich 3, auch ist $b = b_1$, erhielten aber verschiedene Verhältnisse zwischen derjenigen Function ε von $b + b_1$, welche die der Zerdrückung ausgesetzte Stärke repräsentirt, und derjenigen Function ε', welche sich auf den ausgedehnten Theil des Querschnittes bezieht. Man beobachtete nun beim Bruche Folgendes:

Der Barren Nr. 1, bei welchem $\varepsilon = \varepsilon' = 0{,}03$ Meter war, brach bei 4976,13 Kilogrammen Belastung,

Nr. 2, wo die Wandstärke in dem der Zerdrückung ausgesetzten Theile auf $\varepsilon = 0{,}025$ Meter vermindert war, brach bei 4507,6 Kilogrammen,

Nr. 3, wo $\varepsilon = 0{,}02$ und $\varepsilon' = 0{,}03$ Meter war, bei 4356,03 Kilogrammen, endlich

Nr. 4, wo $\varepsilon = 0{,}015$ und $\varepsilon' = 0{,}03$ Meter war, bei 4158,05 Kilogrammen.

Da nun der Barren Nr. 1 die höchste Last getragen hat, obgleich darin das Gußeisen gerade am wenigsten homogen war, wie der Bruch erkennen ließ, so muß man das Verhältniß $\varepsilon = \varepsilon'$ als das günstigste ansehen und annehmen, daß dasjenige Metall das beste ist, welches einen eben so starken Widerstand gegen das Zerdrücken, als gegen das Zerreißen leistet.

Um nun noch die Stärke ε als Function von $b + b_1$ ausdrücken zu können, hat Decomble eine größere Zahl von Barren gießen lassen, welche die dem Brückenbalken, Fig. 11, an verschiedenen Punkten seiner Länge angehörigen Querschnitte erhielten. Diese Barren wurden zerschlagen und ihre Stücken nach dem Aussehen so sortirt, daß man gleiche Farbe und Textur erhielt, um für jeden Werth von $b + b_1$ diejenige Stärke zu finden, welche einer gleichen Widerstandsfähigkeit entspricht. Hierbei erhielt man

innerhalb der Grenzen von $b + b_1$	die Relationen für ε
= 0,528 bis 0,515	$\varepsilon = 0{,}0314 + 0{,}3384\,(b + b_1 - 0{,}515)$
0,515 „ 0,482	$\varepsilon = 0{,}0293 + 0{,}0636\,(b + b_1 - 0{,}482)$
0,482 „ 0,432	$\varepsilon = 0{,}0276 + 0{,}0340\,(b + b_1 - 0{,}432)$
0,432 „ 0,353	$\varepsilon = 0{,}0268 + 0{,}0101\,(b + b_1 - 0{,}353)$
0,353 „ 0,244	$\varepsilon = 0{,}0255 + 0{,}0119\,(b + b_1 - 0{,}244)$
0,244 „ 0,163	$\varepsilon = 0{,}0251 + 0{,}0490\,(b + b_1 - 0{,}163)$
0,163 „ 0,122	$\varepsilon = 0{,}0247 + 0{,}0098\,(b + b_1 - 0{,}122)$
0,122 „ 0,067	$\varepsilon = 0{,}0239 + 0{,}0145\,(b + b_1 - 0{,}067)$
0,067 „ 0,000	$\varepsilon = 0{,}022 \;\; + 0{,}0284\,(b + b_1)$.

Vermehrte Versuche werden diese Tabelle noch erweitern, sodaß sie allen praktischen Bedürfnissen genügt.

Bei allen vorstehenden Untersuchungen wurde Gußeisen vom zweiten Umschmelzen und Guß in vollkommen ausgetrocknete Sandformen unter gleichem Drucke und mit allen Vorsichtsmaßregeln, welche ein geschickter, intelligenter und gewissenhafter Gießer anzuwenden im Stande ist, vorausgesetzt. Hierauf ist aber noch specieller einzugehen nöthig.

Man vergießt das Roheisen entweder aus dem Hohofen oder aus dem Cupolofen, und zwar entweder in scharf getrockneten oder grünen Sand. Alle diese Methoden haben ihre Vor- und Nachtheile, welche hier näher zu erörtern sind.

Der Gang der Hohöfen bleibt trotz aller Vorsicht ein sehr unregelmäßiger; er verändert sich nicht nur in den verschiedenen Epochen der Campagne, sondern auch mit der Form des Gestelles; er ist abhängig von dem durch die Witterung sehr stark beeinflußten Zuge, von der Natur und Feuchtigkeit der Kohlen und Erze, kurz von einer Menge von Dingen, welchen auch die größte Sorgfalt nicht vorbeugen kann. Hieraus folgt, daß man mit Guß aus dem Hohofen solche Gußstücke, deren Dimensionen genau berechnet worden sind, durchaus nicht herstellen kann, weil die Beschaffenheit des Gußeisens sich von einem Moment zum andern ändert.

Die Cupolöfen bieten dagegen ein Product, welches mit geringen Abweichungen als gleichförmig angesehen werden kann, da der Gießermeister die Gattirung ganz in der Gewalt hat und das Schmelzgut unter fast unveränderten Verhältnissen niedergeht. Dagegen tritt bei der zweiten Schmelzung stets eine Entkohlung ein, sodaß der Cupolofenguß mitunter weniger fest und elastisch ausfällt, als der Hohofenguß, wenn man nicht zu den im Cupolofen einzuschmelzenden Eisensorten sehr graues Roheisen genommen hat. Darüber, ob man mit kaltem oder heißem Winde schmelzen solle, muß die Beschaffenheit des Roheisens entscheiden, indem kalter Wind das Roheisen vielmehr entkohlt, als heißer, also der eine oder der andere vortheilhafte Anwendung finden wird, je nachdem man sehr graues oder wenig graues Roheisen umzuschmelzen beabsichtigt. Stets

ist es aber rathsam, sich durch angestellte Proben von der Güte des Productes zu überzeugen.

Die Gänze, welche beim Hohofenguß erhalten werden, zeigen einige bemerkenswerthe Eigenschaften, welche sich beim Guß in Formen wiederholen und daher näher betrachtet zu werden verdienen. Dasjenige Gußeisen, welches den Ofen zuerst verläßt, findet das Rinnsal im Sande des Herdes noch ganz feucht, hat den weitesten Weg zurückzulegen und steht also am längsten mit der Luft und dem feuchten Boden in Berührung, wogegen dasjenige Roheisen, welches zuletzt abläuft, ein vollständig ausgetrocknetes Gerinne vorfindet und den kürzesten Weg zurückzulegen hat. Jenes befindet sich also in dem Verhältnisse wie beim Guß in grünem Sande, letzteres wie beim Guß in scharf getrockneten Formen. Das zuerst abgestochene Roheisen fällt also bei übergaren Gange schön grau und feinkörnig, bei gewöhnlichem garen Gange halbirt oder gar weiß aus. Der Rest des Abstiches liefert dagegen im ersten Falle ein ganz dunkles, großblätteriges, feilbares Gußeisen, im zweiten Falle ein gewöhnliches, graues, wenig festes Gußeisen. Man erkennt hieraus zugleich den Vortheil der getrockneten Formen, welche keinen Einfluß auf die Beschaffenheit des Metalles ausüben, während die Formen von grünem Sande das Eisen um so weißer machen, je mehr sie naß sind. Die Formen, welche durch Anrauchen etwas übertrocknet sind, haben einen mittleren Einfluß und die Formen aus stark mit Kohlenpulver gemengtem Gußsande, nähern sich in ihrer Einwirkung den Formen aus trockenem Sande, da das glühende Gußeisen die Kohle verbrennt, wobei die Form erhitzt wird, sodaß sich dadurch der Einfluß der Feuchtigkeit compensirt. Jedoch sind die letzteren Formen aus anderen Gründen zu verwerfen, da ihre Consistenz nur gering ist, der eintretende flüssige Metallstrom also immer Verletzungen der Formen verursacht, da sogar Auflösungen von Sand im Gußeisen vorkommen.

Die Formen in trockenem Sande sind also die einzigen, welche brauchbar genannt werden können; sie bieten dem Metallstrome genügenden Widerstand, sind ohne Einfluß auf die Beschaffenheit des Metalles und gestatten leicht Vorsichtsmaßregeln gegen das Mislingen des Gusses anzubringen.

Bezüglich der Festigkeit hat Decomble beobachtet, daß die Art des Gusses von wesentlichem Einfluß ist. In grünem Sande glaubte er anfänglich das Verhältniß $\frac{R_1}{R_2} = 4$, in angerauchter Form ein Verhältniß zwischen 3 und 4 gefunden zu haben, aber er überzeugte sich, daß bei geschickter Behandlung, z. B. durch geringe Veränderung in der Gattirung, oder durch etwas höhere Temperatur des Metalles in Formen aus grünem Sande Gußeisen von ganz gleicher Festigkeit (gleichen Werthen von $\frac{R_1}{R_2}$ und R_1, R_2) hergestellt werden könne, als in Formen aus trockenem Sande, jedoch zeigt Ersteres stets eine minder homogene Zusammensetzung der Querschnittsfläche, indem die äußere Kruste stets weißer und feinkörniger, also auch spröder als der Kern ausfällt. Diese Unterschiede sind um so sichtbarer, je stärker die Rippen sind, und man muß daher namentlich darnach trachten nur schwächere Rippen zu geben.

Lehrreich ist ferner die Betrachtung der nach rein geometrischen Umrissen abgegossenen Barren, wie Fig. 7 bis 9. Sie zeigen an den Uebergangsstellen aus der unteren in die Mittel-Rippe Einsenkungen, weil in Folge des unegalen Schwindens die breiteste Rippe am meisten schwinden muß und weil die bereits stärker erkalteten Theile aus der noch etwas flüssigen Masse nachsaugen. Diese Erscheinungen lehren, wie nothwendig es ist, die an einander stoßenden Rippen durch Abrundungen in einander überzuführen, welche stark genug sind, um beim Schwinden Masse genug zum Nachsaugen herzugeben, welche aber auch nicht so stark sind, daß dadurch eine geringere Beschaffenheit des Metalles verursacht werden könnte.

Auch die Anbringung von Rippen an der Seite kann sehr nachtheilig sein, denn da sie in die Masse des Sandes der Form eindringen, so sperren sie die begrenzten Theile der Mittelrippe völlig ab und hindern sie am Schwinden; es ist daher auch vorgekommen, daß diese Rippen beim Schwinden des Barrens in der Form völlig abgebrochen sind; mindestens entstehen nachtheilige und bedenkliche Spannungen, Veränderungen in der Textur und Farbe des Metalles, Verrückungen der Lage der neutralen Axe, oft auch Löcher und freiwilliger Bruch. Ebenso sind endlich scharfe Kanten zu vermeiden, da sie stets ein viel dichteres, weißeres und folglich spröderes Korn zeigen, also den Bruch vorzugsweise begünstigen.

Drittes Capitel.

Folgerungen aus dem Vorigen.

Man muß alle durchbrochenen Balken verwerfen. Die geraden Balken müssen eine ganz einfache Form, ohne alle Seitenrippen erhalten, ja bei einigermaßen längeren Balken darf man nur eine untere Rippe a_1 geben, vor Allem aber muß man alle Durchbrechungen vermeiden. Die Seitenrippen verursachen nämlich nicht nur die so eben angeführten Nachtheile, sondern sie haben zur Folge, daß sich zur Rechten jeder solchen Rippe die neutrale Axe aufwirft, und Durchbrechungen erhöhen diesen Fehler in dem Maße, daß die neutrale Axe in nebeneinanderliegenden Querschnitten in der verschiedensten Höhe zu liegen kommen würde, was die Zahl der Bruchpunkte nur vermehren könnte. Letztere Bemerkung bestätigt sich durch die Beobachtung, wie auch Figur 10 zeigt. Hierzu tritt noch der Um-

stand, daß bei der Biegung die obere Rippe verkürzt, die untere ausgedehnt wird, daß also die zwischen den Durchbrechungen befindlichen Stege am oberen Ende nach der Mitte zu, am unteren Ende nach den Stützen zu gebogen und die (für den Augenblick rechtwinkelig angenommenen) Durchbrechungen in Rhomben verwandelt werden wollen. Diese Tendenzen werden um so schädlicher sein, je mehr die Durchbrechungen eine rectanguläre Form besitzen, und sie können nur dadurch abgeschwächt werden, daß man ihnen eine elliptische oder Korbbogen-Form giebt und daß man die Ränder mit Saumrippen einfaßt, welche namentlich an der Stelle der conjugirten Durchmesser stark zu machen sind und nach den Widerlagern hin immer zunehmen müssen. Hierdurch aber schadet man der Elasticität und hat überhaupt einen Balken erhalten, welcher weit weniger homogen ist.

Eine andere wichtige Folgerung der vorstehenden Versuche ist die, daß die Einbiegung eines Balkens nicht als Maß seiner Festigkeit angesehen werden darf. Denn es betrug die Einsenkung vor dem Bruche und das Bruchgewicht:

bei dem Barren Nr. 1	0,02	Meter	2661,95	Kilogr.
" " " " 2	0,03	"	3359,35	"
" " " " 3	0,04	"	3435,35	"
" " " " 4	0,045	"	3136,35	"
" " " " 5	0,0575	"	3198,35	"
" " " " 6	0,07	"	2923,71	"

sonach hatte der Barren, welcher die größte Tragfähigkeit besaß, weder die größte, noch die kleinste Einsenkung. Man wird also nicht nach der größten Steifheit, sondern nach der größten Elasticität trachten müssen und sich weder vor solchen Barren zu fürchten brauchen, welche eine größere Einsenkung zeigen, noch solchen den Vorzug geben dürfen, welche sich durch Steifheit auszeichnen.

Viertes Capitel.

Anwendung und praktische Bestätigung.

Als Beispiel der Anwendung wird die Berechnung eines 12,5 Meter langen Tragbalkens einer der beiden Brücken auf den Boulevards von Bernay (Eure) vorgeführt, welcher in Figur 11, 12, 13 und 14 dargestellt ist. Diese Brücke ist für zweiräderige Wagen mit höchstens 9000 Kilogrammen Gewicht berechnet und dabei auf die Stöße Rücksicht genommen, welche beim Passiren über einen Steinschlag, dessen Steine durch einen Ring von 6 Centimeter Weite gehen müssen, eintreten können, welche also höchstens dem Falle von einer Höhe von 5 Centimetern entsprechen dürften.

Um die Einwirkung dieser Stöße auf eine ruhende Belastung zurückzuführen, d. h. diejenige ruhende Belastung zu finden, welche eine gleiche Einbiegung hervorzubringen im Stande wäre, wurden Vorversuche mit quadratischen Stäben von 3 Centimeter Seitenlänge und 1 Meter freier Länge angestellt. Man belastete sie im Mittel, ließ sie die Last 24 Stunden lang tragen und maß nach dem Entlasten die Einbiegung, wobei man fand, daß derartige Stäbe, welche 6,33 Kilogramme pro laufendes Meter wogen, bei etwas mehr als 220 Kilogrammen Belastung (nämlich $\frac{572 + \frac{6,33}{2}}{2,6}$, wenn 572 Kilogramme die mittlere Bruchbelastung bedeutet) eine bleibende Einbiegung von $f = 9$ Millimetern annahmen. Die Aufgabe ist nun, zu finden, welche Last beim Fallen von $h = 0,05$ Meter dieselbe Einbiegung erzeuge.

Während die Last $P_1 = 220$ Kilogramme von der Höhe $f = 0,009$ Meter herabsinkt, zerstört die Elasticität des Stabes die Geschwindigkeit, welche diese Last durch den Fall annehmen würde. Hierbei würde die Masse M des Gewichtes P_1 die Kraft $M\sqrt{2gf}$, oder weil von der Schwere die Rede ist $P_1\sqrt{2gf}$ entwickeln. Die Kraft des Stoßes einer von der Höhe h fallenden Masse vom Gewichte p_1 würde andererseits sein $p_1\sqrt{2gh}$ und sonach findet sich das gesuchte Gewicht

$$p_1 = P_1\sqrt{\frac{f}{h}} = 220\sqrt{\frac{0,009}{0,05}} = 93,28 \text{ Kilogramme.}$$

Der Stoß eines Gewichtes von 4500 Kilogrammen bei 0,05 Meter Fallhöhe bestimmt sich also als gleichbedeutend mit der Einwirkung einer ruhenden Last von

$$4500 \cdot \frac{220}{93,28} = 9575 \text{ Kilogrammen;}$$

wofür in runder Zahl 9900 Kilogramme angenommen werden. Auf ein ähnliches Resultat führte die aus den englischen Versuchen über den Einfluß bewegter Lasten gezogene Regel, daß man bei solchen einen halb so großen Tragmodulus anwenden müsse, als bei ruhenden Lasten.

Der betreffende Balken bekam, wie vorauszusehen war, noch nicht 200 Kilogramme Eigengewicht pro laufendes Meter und hatte eine Brückenbahn zu tragen, deren Gewicht einer gleichförmig vertheilten Belastung von $p = 750$ Kilogrammen entsprach; endlich war für die angewendete Eisensorte bei 3 Centimeter starken Wänden ein Tragmodulus

$$R_1 = \frac{49\,800000}{3} = 16\,600000 \text{ und}$$

$$R_2 = \frac{16\,600000}{3}$$

anzunehmen, wie durch Versuche ermittelt war.

Bedeutet nun d' den Abstand der beweglichen Last von demjenigen Ende des Trägers, welches dem Ursprung der Abscisse x entgegengesetzt ist, so erhält man aus Gleichung (2):

$$R_1 \frac{ab^3 - a'b'^3}{3b} + R_2 \frac{a_1 b_1{}^3 - a_1' b_1'^3}{3b_1}$$
$$= \frac{p}{2} x \left(l \cdot \frac{2Pd'}{pl} - x\right).$$

Man erhält ein Maximum, wenn man das rechte Glied zu einem Maximum macht, und dies tritt ein für $x = l - d'$, wo

$$x\left(l + \frac{2Pd'}{pl} - x\right) = (l - d')\left(l + \frac{2Pd'}{pl} - l + d'\right)$$
$$= d'(l - d')\left(1 + \frac{2P}{pl}\right).$$

Differentiirt man noch nach d', so folgt $l - 2d' = 0$ oder $d' = \frac{l}{2}$; folglich ist der Bruchpunkt im Mittel, und man braucht nur zu setzen:

$$\varphi(x) = \frac{p}{2} x \left(l + \frac{P}{p} - x\right).$$

Die anderen Bedingungsgleichungen vereinfachen sich, weil $R_1 = 3R_2$, $a - a' = \varepsilon$, $a_1 - a_1' = \varepsilon$, $b - b' = b_1 - b_1' = \varepsilon$ und annähernd $b = b_1$, $b' = b_1'$; es wird nämlich:

(1) $$a_1 = 3a + \frac{2\varepsilon b'^2}{b^2 - b'^2}$$

(2) $$\frac{16\,600000}{3}\left[2(b^3 - b'^3)\left(a + \frac{\varepsilon b'^2}{3(b^2 - b'^2)}\right) + \frac{4\varepsilon b'^3}{3}\right]$$
$$= \frac{p}{2} x \left[l + \frac{P}{p}\right) - x\right].$$

Außerdem ist $a = 0{,}06$ Meter gegeben, indem der Balken eine Pfostenlage tragen soll, auch sind bereits oben (S. 212) die Beziehungen zwischen ε und b gegeben worden, worin nur annähernd $2b$ für $b + b_1$ einzusetzen ist, daher findet man alle Querschnitte des Balkens, wenn man $P = 9900$, $p = 750$, $l = 12{,}5$ und für x die Werthe 6,25; 5,0; 4,0; 3,0; 2,0; 1,0; 0,5; 0,3; 0,1 Meter in obige Formeln substituirt.

Verfährt man nun so in Bezug auf den Querschnitt in der Mitte, also für $x = 6{,}25$, so erhält man aus (2)

$$\frac{16\,600000}{3}\left[2(b^3 - b'^3)\left(a + \frac{\varepsilon b'^2}{3(b^2 - b'^2)}\right) + \frac{4\varepsilon b'^3}{3}\right]$$
$$= \frac{750}{2} \cdot 6{,}25 \left(12{,}50 - 6{,}25 + \frac{9900}{750}\right) = 45585{,}9375.$$

Man hat durch Probiren denjenigen Werth von b zu suchen, welcher in Verbindung mit den entsprechenden Werthen von ε und b' für die linke Seite der Gleichung einen Werth abwirft, der möglichst nahe zu 45585,9375 liegt. Setzt man z. B. $2b = 0{,}528$, also $b = 0{,}264$, so folgt:

$$\varepsilon = 0{,}0314 + 0{,}8384\,(0{,}528 - 0{,}515) = 0{,}0358,$$
$$b' = b - \varepsilon = 0{,}264 - 0{,}0358 = 0{,}2282,$$
$$a = 0{,}06 + \frac{\pi\varepsilon}{4} = 0{,}06 + \frac{3{,}14 \,.\, 0{,}0358}{4} = 0{,}0881 \text{ *)}$$

und nach Einsetzung dieser Größen erhält man links 45586, was sich dem Werthe 45585,9375 so sehr nähert, daß man die Größen b, ε, b' und a als endgültig bestimmt ansehen kann.

In derselben Weise erhält man die Querschnittsdimensionen bei 5 Meter Abstand vom Ende. Man versucht für $2b$ den Werth 0,575, macht also

$$b = \frac{0{,}575}{2} = 0{,}2575, \text{ woraus folgt:}$$

$$\varepsilon = 0{,}0293 + 0{,}0636\,(0{,}515 - 0{,}482) = 0{,}0314,$$
$$b' = b - \varepsilon = 0{,}2575 - 0{,}0314 = 0{,}2261,$$
$$a = 0{,}06 + \frac{\pi\varepsilon}{4} = 0{,}06 + \frac{3{,}14 \,.\, 0{,}0314}{4} = 0{,}0847.$$

Durch Substitution dieser Werthe in die linke Seite der Gleichung (2) folgt: 38819, während die rechte Seite dieser Gleichung für $x = 5$ ergiebt: 38812,5. Die Uebereinstimmung ist wieder befriedigend.

Es finden sich dann ferner für die Querschnitte im Abstande:

x =	4	3	2	1	0,5	0,3	0,1 Meter
b =	0,2410	0,2160	0,1765	0,1220	0,0815	0,061	0,0335
ε =	0,0293	0,0276	0,0268	0,0255	0,0251	0,0247	0,0239
b′ =	0,2117	0,1884	0,1497	0,0965	0,0564	0,0363	0,0096
a =	0,083	0,0817	0,081	0,08	0,0797	0,0794	0,0788

Die Werthe von a_1 bestimmen sich durch Substitution der numerischen Größen a, ε, b, b' in Gleichung (1), und zwar wird für $x = 6{,}25$

$$a_1 = 3 \,.\, 0{,}0881 + \frac{2 \,.\, 0{,}0358 \,.\, \overline{0{,}2282}^2}{\overline{0{,}2640}^2 - \overline{0{,}2282}^2} = 0{,}4759.$$

Auf diese Weise erhält man

für $x =$ 5 4 3 2 1 Meter
$a_1 =$ 0,4655 0,4470 0,4206 0,3799 0,3252 „
für $x =$ 0,5 0,3 0,1 Meter.
$a_1 =$ 0,2852 0,2652 0,2407 „

Es sind nun alle Elemente zur Verzeichnung des Balkens bestimmt, und es erübrigt nur noch, anzugeben, welche Modificationen man aus Gußrücksichten dabei anbringen muß. Es sind dies folgende:

Die obere und untere Rippe müssen etwas Geläuft bekommen, d. h. sie müssen am äußeren Rande etwas abgeschwächt, an der Mittelrippe etwas verstärkt werden, und zwar um so mehr, je breiter sie sind.

Alle einspringenden Winkel müssen durch Abrundungen, alle scharfen Kanten durch Abrundungen verwischt werden, wie es Figur 15 und 16 zeigen.

---

*) Darüber, warum $\frac{\pi\varepsilon}{4}$ zugefügt ist, folgt später das Nähere.

Figur 11, 12 bis 14 stellen diesen Balken mit verschiedenen Details vor. Wir beschließen diese Beschreibung mit Angaben über die Belastungsproben.

Die ersten Proben wurden auf der Hütte zu Dammarie-sur-Saulx (Meuse) angestellt und zwar in der Art, daß die Belastung auf einem von dem Balken getragenen horizontalen Getäfel aufgebracht wurde. Dieses Getäfel ruhte in 17 Punkten auf der oberen Rippe auf und trug eine gleichförmig vertheilte Belastung von Gänzen in der Art, daß das Gewicht inclusive Getäfel und Zubehör 750 Kilogramme pro laufendes Meter betrug. Diese Belastungsweise ist ungünstiger, als die wirkliche, weil die Last nicht gleichförmig über die Balken ausgebreitet ist, sondern nur in 17 Punkten aufliegt und weil die Gesammtlast (mit Einschluß des Eigengewichtes) im Mittel größer, als an den Enden ausfällt. Nun ließ man auf den belasteten Balken mehrmals einen Rammbär von 406 Kilogrammen Gewicht aus 0,86 Meter Höhe herabfallen, was dem Stoße eines mit 4500 Kilogrammen belasteten Rades beim Abgleiten von einem 7 Centimeter hohen Steine gleichkommt, und hierbei wurde nun beobachtet:

1. daß die Stöße keine Beschädigung hervorgebracht hatten,

2. daß die permanente Belastung eine Durchbiegung um 0,018 Meter bewirkte,

3. daß der Stoß noch außerdem eine gleiche Durchbiegung erzeugte.

Die Summe dieser Durchbiegungen = 0,036 Meter ist ungefähr 0,3 von der Durchbiegung beim Bruche, welche durch den Ingenieur Zeiller bei einem ähnlichen Balken zu 0,12 Meter gefunden wurde.

Nach der Aufstellung der Brücke auf den Boulevards Dubus in Bernay de l'Eure wurden wieder Proben angestellt, indem man einen Wagen mit 12000 Kilogrammen Gewicht mehrfach darüber fuhr, und zwar über dazu angebrachte Pfosten, von welchen er aus 8 Centimeter Höhe auf die eigentliche Brückenbahn herabfiel; aber auch diese Probe verursachte keine Beschädigung und erzeugte keine größere Einbiegung als 3,6 Centimeter.

Endlich hat sich die Brücke seit 2 Jahren völlig bewährt, obgleich die Zufuhr zur Paris-Cherbourger Eisenbahn diese Brücke passiren muß.

Jeder Balken hat 12,5 Meter Länge und liegt auf 12 Meter frei (ist aber auf 12,5 Meter freie Länge berechnet, wie wir oben sahen). Sein Gewicht beträgt nur 2372 Kilogramme, während man gewöhnlich derartigen Balken eine solche Construction giebt, daß sie 5000 Kilogr. wiegen.

Ueber die Lieferungsbedingungen für das Eisenbahnoberbaumaterial.

Von

Perdonnet.

Nachstehender Artikel ist aus dem in Nr. 7 des Literatur- und Notizblattes besprochenen Werke von Aug. Perdonnet, dem „Traité élémentaire des Chemins de fer", tom. I, p. 517, entnommen, um zur Empfehlung dieses wichtigen, in stark vermehrter zweiter Auflage erscheinenden Werkes der Ingenieurliteratur beizutragen.

Es erübrigt noch, von den Bedingungen zu handeln, welche den Unternehmern für die Lieferung der Schienen, Stühle, Nägel und anderer, den Oberbau betreffenden Materialien gestellt zu werden pflegen und in einem besonderen Hefte den Contracten beigefügt werden.

Die bis jetzt mit der Form der Schienen vorgenommenen Modificationen haben ihre Festigkeit nicht wesentlich vergrößert und es würde eben so unbequem als kostspielig sein, wollte man noch schwerere Schienen, als die gebräuchlichen, anwenden. Die Vermehrung der Unterstützungspunkte ist ebenfalls kostspielig. Jedoch bleibt es eine der wichtigsten Aufgaben der Gegenwart, für den Eisenbahningenieur, Verfahrungsarten für die möglichst stabile und dauerhafte Herstellung der Bahn aufzufinden, denn bei der eingetretenen bedeutenden Vermehrung des Gewichtes der Maschinen und aller Fahrzeuge ist nicht ohne Grund zu befürchten, daß die Schienen sich sehr rasch abnutzen werden. Man muß vorzüglich in der Verbesserung der Güte des Schieneneisens oder in der Vervollkommnung der Behandlung und der Fabrikationsmethoden die Lösung dieser Aufgabe suchen.

Hieraus geht hervor, wie wichtig es sei, daß die Lieferungsbedingungen sorgfältig studirt und klar ausgesprochen seien, wobei man jedoch nicht glauben darf, daß durch derartige genaue und strenge Vorschriften allein gute Resultate

erzielt werden könnten. Man muß vielmehr vor allen Dingen nur mit streng rechtlichen Unternehmern contrahiren, welche im Stande sind, sich ohne große Schwierigkeiten die besten Rohstoffe zu verschaffen, und muß ihnen Prämien zusagen. Wird dieses versäumt, so zieht man sich stets Processe zu, die, selbst wenn sie gewonnen werden, nur lästig sein können.

Folgendes sind die wichtigsten Vorschriften, welche in neuerer Zeit gegeben zu werden pflegen.

Schienen. — Die Schienen müssen genau die vorgeschriebene Länge und das verlangte Profil besitzen. Zu dem Ende werden den Lieferanten genaue Lehren von Stahlblech übergeben von der Art, wie sie bei der Uebernahme zur Prüfung benutzt werden.

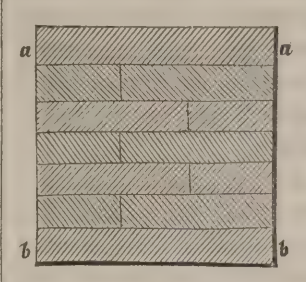
Man bestimmt die normale Länge und firirt eine zulässige Differenz, welche 1 bis $1\frac{1}{2}$ Millimeter nicht überschreiten darf. Weil aber nicht selten Schienen, welche außerdem ganz gesund sind, gerade an den Enden fehlerhafte Stellen zeigen, so gestattet man, daß auch von solchen Schienen ein geringer Theil, z. B. $\frac{1}{20}$ der ganzen Lieferung noch angenommen werden darf. Bei den Schienen der Paris-Straßburger Eisenbahn mit 4,5 Meter Länge hat man noch Schienen von 3,375 und 4,4 Meter Länge zugelassen. Derartige Schienen finden ihre Verwendung in Curven, wo der innere Strang eine geringere Länge erhält, als der äußere, so wie bei den Weichen. Auf der Nordbahn, wo die normale Länge der Vignolles-Schienen 6 Meter beträgt, nimmt die Compagnie 5 Procent von kürzeren Schienen an, wenn sie 5,06 und 4,12 Meter Länge besitzen, und hat die zulässige Differenz in den Längen durchgängig auf $1\frac{1}{2}$ Millimeter firirt.

Es ist von so großer Wichtigkeit, daß alle Schienen von untadelhafter Form sind, daß der Oberingenieur sich in dieser Beziehung auf keinen der höheren oder niederen Unterbeamten verlassen darf, vielmehr die ersten Probeschienen stets selbst prüfen muß; er muß deshalb verlangen, daß ihm von den ersten Schienen, welche gewalzt worden sind, Stücken zugesandt werden und daß die Anfertigung im Großen nicht eher beginnt, als bis er darüber dem Fabrikanten seine Zustimmung schriftlich erklärt hat.

Die Schienen müssen vollkommen ausgeschweißt und ohne alle Rißchen, kalte Schweißen, unganze oder verbrannte Stellen und dergleichen Fehler sein, namentlich muß der Kopf ganz gesund und glatt sein; nur an der Mittelrippe darf man unbedeutendere Fehler übersehen.

Die Enden der Schienen müssen so abgeschnitten sein, daß der Schnitt glatt ist und rechtwinkelig zur Schiene steht, auch durchaus keine Verbiegung zeigt. Hierzu bedarf man der Kreissägen oder Hobelmaschinen und man hat sich zu überzeugen, ob die Fabrik im Besitz solcher Werkzeugmaschinen ist.

Nebenstehende Figur zeigt den Querschnitt eines Packetes, das zu Schienen ausgewalzt werden soll. Die beiden Schienen aa, bb sind die Deckplatten und sind bestimmt, die Wulste der Schiene zu bilden; sie müssen aus Eisen Nr. 2 gefertigt sein, welches schon vorher ein Ausschweißen erfahren hat, und müssen von demselben Stück genommen sein. Die dazwischen liegenden Stäbe sind von rohem Puddeleisen Nr. 1 und von geringerer Breite, müssen aber gleiche Länge wie die Deckplatten haben.



Das Verhältniß der ersteren Eisensorte zur zweiten wird gewöhnlich in den Lieferungscontracten festgestellt. Bei den breitbasigen Schienen der Nordbahn beträgt ersteres 25 Procent vom ganzen Gewicht des Packetes, bei den Schienen mit einfachem Kopfe der Mühlhausener Eisenbahn beträgt es $33\frac{1}{3}$ Procent.

Bekanntlich schweißen Eisensorten von verschiedener Tertur nur unvollkommen zusammen und daher scheint uns die Verbindung verschiedener Eisensorten in den Schienen die hauptsächlichste Ursache zu dem Abblättern, welches die Schienen oft lange vor ihrer eigentlichen Abnutzung unbrauchbar macht.

Um sich von der Widerstandsfähigkeit der Schienen überzeugen zu können, muß man dem Fabrikanten das Probiren zur Bedingung machen, was man so oft vornimmt, als es nöthig erscheint. Diese Proben erfolgen mit Stoß oder blos mit Druck.

Man hat die zweite Methode in der Art angewendet, daß man die Schienen auf zwei 1,25 Meter auseinander stehende Unterlagen legte und im Mittel mit 10000 Kilogrammen belastete. Bei den Schienen der Ostbahn, welche 37,5 Kilogramme wogen, wurde verlangt, daß nach Abnahme der Last die Einbiegung ganz zurückgehe. Bei der Nordbahn werden die 37 Kilogramme pro laufendes Meter wiegenden Schienen auf Unterlagen in 1,1 Meter Abstand gelegt und müssen fünf Minuten lang eine Last von 12000 Kilogrammen tragen, ohne eine bleibende Einbiegung anzunehmen. Dieselbe Schiene muß dann fünf Minuten lang eine Last von 30000 Kilogrammen tragen, ohne zu brechen.

Die Proben mit ruhender Belastung haben den Vortheil, daß dabei die Schiene nicht Schaden erleidet, aber sie beweisen wenig bezüglich des Widerstandes gegen Stöße. Eine Schiene kann aber sehr wohl Elasticität genug besitzen, um bei diesen Proben auszuhalten, und doch unter den Stößen, welche sie beim Passiren der Züge auszuhalten hat, zu Bruche gehen.

Die Proben mit Stoß sind bei den belgischen einfachen ⊤-Schienen von 27 Kilogrammen Gewicht pro laufendes

Meter mit einem 200 Kilogramme schweren aus 4 Meter Höhe herabfallenden Klotze gemacht worden. Dabei wurden die Probestücken meist verdorben, und da man sie wegthun mußte, so wurde die Probe nur mit einer geringen, beliebig aus der angelieferten Sendung herausgenommenen Zahl von Schienen angestellt. Bei der Nordbahn verlangt man, daß jede der beiden im weiteren Verfolg der weiter oben angegebenen Probebelastung gebrochenen Hälften bei freier Auflage von 1,1 Meter Weite noch den Stoß eines 300 Kilogramme schweren, 2 Meter hoch herabfallenden Rammbäres aushalten soll. Hierbei sind die Auflager von Gußeisen und ruhen mittelst eines eichenen Rahmens auf einem mindestens 1 Meter starken soliden Mauerwerk. Wenn eine Schiene die Probe nicht aushält, so wiederholt man dieses Verfahren bei einer größeren Zahl von Schienen und wenn mehr als 10 Procent versagen, so wird die ganze Lieferung verworfen.

Wenn auch eine Schiene glücklich alle Proben überstanden hat, so ist man deshalb noch nicht sicher, daß sie ganz fehlerfrei sei. Die verschiedenen Lagen, aus denen sie besteht, können z. B. schlecht zusammengeschweißt sein, was man ebenso, wie andere Fehler der Fabrikation, oft erst spät wahrnimmt. Man verlangte früher vom Fabrikanten nur 1 Jahr Garantie, innerhalb dessen er jede, wegen schlechter Qualität unbrauchbar gewordene Schiene ersetzen mußte, in neuerer Zeit haben die von der Gesellschaft der Nord- und Ostbahn abgeschlossenen Contracte eine dreijährige Garantiezeit aufgenommen. Bei der Nordbahn verbleiben die fehlerhaften Stücke der Compagnie und der Fabrikant zahlt eine nach dem Preise von 120 Francs pro Tonne berechnete Entschädigung.

Die Lieferungscontracte der Gesellschaft der Nordbahn verlangen, daß die Schienen deutlich erkennbare Marken in Relief haben sollen, welche die Hütte, das Jahr und den Monat der Anlieferung angeben. Sie werden durch eine Gravirung in den Calibern der Walzen hergestellt und sind erforderlich, um die Anwendung des Artikels über die Garantiezeit zu ermöglichen.

Bezüglich des Gewichtes gestattet man nur 1 Procent Differenz bei der ganzen Lieferung und 2 Procent bei jeder Schiene. Zu leichte Schienen werden verworfen, von den schwereren wird nur soviel bezahlt, als das Normalgewicht und die zulässige Differenz beträgt.

Damit man die Ueberzeugung gewinne, daß alle Vorschriften des Contractes wirklich innegehalten worden seien, muß ein Beamter speciell deshalb auf der Hütte stationirt werden, so lange die Fabrikation dauert, er muß alle Schienen genau durchsehen und zeichnen, wenn er sie für gut befindet.

Bemerkungen. — Da die schlechte Beschaffenheit der Schienen in der mangelhaften Zusammenschweißung der aus verschiedenen Nummern von Eisen bestehenden Bündel beruht, so hat man geglaubt, daß man diese Mängel vielleicht beseitigen könne, wenn man die Packete nur aus Sorte Nr. 2 zusammensetze, und daß die Vermehrung der Anschaffungskosten völlig durch die längere Dauer compensirt werden werde. Erfahrene Ingenieure haben die Ansicht ausgesprochen, daß derartige Schienen aus der Eisensorte Nr. 2 nicht nur sehr theuer, sondern auch sehr weich sein würden, und schlagen daher vor, die Packete blos aus rohem Puddeleisen herzustellen und man hört, daß in England, Belgien und Deutschland auf diesem Wege gute Schienen erzeugt worden sind.

Dieser Erfolg hängt, wie es scheint, von der Qualität der Eisensorten ab. Auf manchen Hütten wird Puddeleisen vortreffliche Resultate geben, auf anderen muß man es mit einmal geschweißtem Eisen verbinden, oder nur das Letztere anwenden. Man darf daher nicht allen Hütten dieselben Vorschriften ertheilen; man muß vielmehr vor Feststellung dieser Bedingungen die Natur der Erze, der Kohle und der Manipulation studiren. In Folge solcher Studien gestattete die Compagnie der Ostbahn bei dem Hüttenwerk von Hayange die Anwendung einer aus 2 Schienen bestehenden Deckplatte, während sie von allen übrigen Etablissements eine aus einem Stück bestehende Deckplatte forderte.

Couche erwähnt in einer neuerdings in den „Annales des mines“ veröffentlichten Denkschrift Stuhlschienen, welche in Wales ganz aus Eisen von Nr. 1 angefertigt wurden, und amerikanischer Schienen aus hannoverischen Werken, bei denen einmal geschweißtes Eisen nur zu den Rändern des Fußes verwendet wurde. Derselbe Ingenieur tadelt die Compagnieen wegen der Bevormundung, unter welche sie die Hüttenwerke stellen, wenn sie ihnen eine bestimmte Fabrikationsmethode vorschreiben. Er wünscht, daß man nur Bedingungen über die Annahme und vorzüglich längere Garantiezeiten feststellen, kurz, gute Schienen verlangen solle, ohne sich um die übliche Methode der Herstellung zu kümmern, und glaubt, daß die Concurrenz und die Sorge für das eigene Renommée ein mächtiger Hebel für den Fabrikanten sein würde.

Wir glauben, wie Herr Couche, daß die Compagnieen bisher vielleicht den Fabrikanten nicht genug Freiheit gelassen haben, ihre Verfahrungsweisen zu modificiren, aber wir möchten ihnen nicht, wie der gelehrte Herr Professor, absolute Freiheit lassen, ohne alle Controle zu arbeiten. Wir könnten einen gewissen Fabrikanten in Frankreich citiren, dessen Werke so situirt sind, daß sie in Betreff der Versorgung gewisser Eisenbahnlinien keine Concurrenz anderer Werke ernsthaft zu befürchten haben, und dann giebt es für einen solchen Fabrikanten keinen anderen Antrieb, als die Sorge um das Renommée. Allein es ist nicht undenklich,

daß der Trieb, seinen Gewinn zu vergrößern, oder seine Lieferung zu beschleunigen, trotz des Bestrebens, seinem Renomée nicht zu schaden, dahin führt, daß die Fabrikation darunter leidet. Man weiß, daß die gewöhnlichen Proben nicht gegen die Fehler der Schweißung schützen, daß sich manche Fabrikanten entschieden gegen die Probe mit Stoß weigern, daß der Bruch nur ein sehr unsicheres Anhalten über die Qualität abgiebt und daß endlich die Bedingung einer Garantie sich nicht überall leicht anwenden läßt; man hat also kein sicheres Mittel zur Beurtheilung der Schienen. Man denke sich ferner, daß eine schlechte Schiene bricht und einen ernsthafteren Unglücksfall verursacht, kann dann die Gesellschaft die Verantwortlichkeit auf den Fabrikanten abladen? wie will sie beweisen, daß der Unglücksfall eine Folge des Bruches dieser Schiene ist? Es ist besser, vorzubeugen, als nachher zu strafen. Auch sind wir der Ueberzeugung, daß die Compagnieen wohlthun werden, auch ferner Vorschriften über gewisse Details des Fabrikationsverfahrens zu machen, wobei natürlich der Fabrikant ebenfalls zu hören sein wird, und sich das Recht vorzubehalten, Beamte zur Ausübung einer nach Befinden specielleren oder allgemeineren Controle auf dem Werke zu stationiren. Wenn man betreffs der Axen oft minder ängstlich ist, als betreffs der Schienen, so beruht dies mit darin, daß die Axen gewöhnlich aus Hüttenwerken von begründetem Rufe bezogen werden, welche nur Eisen von bester Qualität verarbeiten können, was bei den Schienen nicht so der Fall ist.

Die Textur der Schienen übt einen sehr wichtigen Einfluß auf ihre Güte aus. Wir haben auf der Ostbahn ausgezeichnete Bandagen aus den englischen Hüttenwerken zu Lowmoor angewendet, welche im Bruch ein gleichförmiges Gemenge von körnigem und sehnigem Eisen, also ein hartes und gleichzeitig zähes Eisen verriethen. Ein eben solches Gefüge möchte man auch für die Schienen wünschen, aber die Fabrikation würde zu kostspielig sein. Der Bruch der Schienen ist meist körnig; bei den breitbasigen Schienen der besten Fabriken ist der Kopf krystallinisch, der Fuß sehnig und es findet sich aus dem Einen ins Andere ein stetiger Uebergang.

Die Instruction für den Bau der bayerischen Bahnen spricht sich in folgender Weise über die Textur und Beschaffenheit des Eisens aus:

„Die in den letzten Jahren gebräuchlich gewordene Anordnung, wonach für den Kopf der Schienen krystallinisches und für den Fuß sehniges Eisen verwendet wird, hat sich sehr gut bewährt und muß auch für die Zukunft beibehalten werden; während die älteren Fabrikationsmethoden, wo der Kopf bis zu 3 Centimeter Tiefe aus Eisen bestand, welches unter dem Dampfhammer ausgereckt worden war, die übrige Schiene aber nur aus rohem Puddeleisen gebildet wurde, sich insofern als mangelhaft bewiesen hat, als Eisensorten von diesen zwei verschiedenen Gattungen nicht immer gut zusammenschweißen. Man muß also noch mehr Beobachtungen sammeln, um zu erfahren, ob es zweckmäßig ist, gänzlich der Anwendung einmal geschweißten Eisens für die Schienenköpfe zu entsagen, oder ob es nützlich sei, sich desselben für den oberhalb der neutralen Axe gelegenen Theil des Querschnittes zu bedienen."

Herr Curtel, ein ehemaliger Zögling der École centrale, hat vor der Gesellschaft der Civilingenieure eine interessante Abhandlung über die Anfertigung der Schienen gelesen, worin er auf viele Specialitäten eingeht, welche wir hier nicht wiedergeben können. Das Ergebniß seiner Untersuchungen läßt sich zusammenfassen in folgende Vorschriften, welche er in Zukunft den Hüttenwerken zu ertheilen empfiehlt:

„Die Schienen müssen eine große Härte besitzen, um der Reibung der Räder zu widerstehen, und eine große Zähigkeit, um die Last der Züge zu tragen, ohne sich zwischen den Unterstützungspunkten zu verziehen. Um diesen Bedingungen zu entsprechen, müssen die Flächen, welche der Reibung ausgesetzt sind, aus krystallinischem und die übrigen Theile der Schiene aus sehnigem Eisen angefertigt sein.

„Das Cokeseisen muß von guter Qualität und richtig gepuddelt sein. Das Puddeleisen, welches erzielt wird, darf nicht in kürzeren als 80 Centimeter langen Stäben aus den Walzen hervorgehen. Man muß es in zwei Breiten von 81 und 54 Millimeter Breite anfertigen.

„Bei der Fabrikation der Schienen muß dem Walzmeister die Wahl gelassen werden, ob er einmal geschweißtes oder rohes Puddeleisen anwenden will.

„Das Packet, welches die Deckplatte bilden soll, darf nur aus krystallinischem Eisen zusammengesetzt sein; es wird flach gewalzt, d. h. so daß die Schweißungsflächen der verschiedenen Lagen parallel zur Breite der Deckplatte liegen. Die gewalzte Deckplatte muß völlig krystallinisch sein, und 16 Centimeter Breite auf 12 bis 14 Millimeter Stärke besitzen (14 Millimeter ist als Maximum anzusehen). Die Deckplatten sind einer vorläufigen Prüfung zu unterziehen, wobei diejenigen mit sehnigem Gefüge zu verwerfen und unter den Augen des Beamten zu zersägen sind. Diese vorläufige Prüfung legt aber der Gesellschaft keine Verpflichtungen auf.

„In dem Packet, welches die Schiene bildet, lege man unmittelbar unter die Deckplatte Streifen von körnigem Eisen und nehme dazu übrigens Eisen von so sehniger Textur als nur möglich.

„Die beiden Lagen, welche sich unter der Deckplatte befinden, sind von ganzen Stäben zu machen, bei den übrigen Lagen kann man kürzere Stücken dulden, jedoch müssen diese Stücken, welche von Abschnitten gemacht werden, an einem ihrer Enden abgeputzt werden (affranchis) und mindestens 10 Centimeter Länge erhalten. Man darf keine rohen

Abschnitte (ecrus) unter 0,8 Meter Länge dulden. Die verschiedenen Stöße der einzelnen, eine Lage bildenden Stücke müssen gut verwechselt werden. Ebenso sind die Stöße der 81 und 54 Millimeter breiten Stäbe von rohem Puddeleisen zu verwechseln und man darf nur zwei Lagen von solchem Eisen über einander zulassen.

„Wenn man blos rohes Puddeleisen nimmt, so legt man oben und unten auf das Packet Lagen von körnigem Eisen und bildet den Rest des Packetes aus sehnigem Eisen, wobei man darauf zu sehen hat, daß die der Reibung ausgesetzten Flächen keine Wechsel haben.

„Die Behandlung beim Walzen muß so sorgfältig als möglich sein. Alle schieferigen und schlecht geschweißten Schienen sind zu verwerfen. Wenn man beim Schlagen auf das Ende einer Schiene bei der Uebergangsstelle von der Deckplatte auf das rohe Puddeleisen eine Spur von Aufklaffen bemerkt, so muß die Schiene verworfen werden, wäre der Spalt auch nur 2 bis 3 Millimeter tief. Ebenso muß das Aufreißen der unter der Deckplatte gelegten Streifen als Untüchtigkeitsgrund angesehen werden. Dagegen kann man die Schweißnäthe (Criques de chaleur), welche nicht bis auf die Oberfläche des Kopfes reichen, passiren lassen.

„So viel möglich, muß man die Schienen kalt auf der Drehbank abschneiden, und zwar bei 25 bis 30 Centimeter Abstand von den Enden; das Ende, welches zuerst aus den Walzen kommt, muß stets länger sein, als das andere. Jede Schiene, welche nicht 50 bis 60 Centimeter zu lang ist, muß auf eine kürzere Länge abgeschnitten werden.

„Das Abschneiden im heißen Zustande ist dann zuläſſig, wenn es durch Kreissägen an beiden Enden zugleich geschieht. Der Bart am Sägenschnitt muß mittelst Fraisen oder einer Scheere weggenommen werden. Die heiß geschnittenen Schienen müssen also mindestens 10 Millimeter mehr Länge besitzen, als ihr Normalmaß beträgt. Dagegen ist streng zu untersagen, daß ein Ende zuerst abgeschnitten und das andere nachher erst heiß gemacht werde, um es mittelst der Scheere oder des Stichels abzuschneiden.

„Ueber das Richten und die Länge sind die gebräuchlichen Vorschriften beizubehalten."

Aus diesem Auszuge, den wir aus der Curtel'schen Denkschrift gegeben haben, geht hervor, daß dieser Ingenieur auf die Zusammensetzung der Packete einen großen Werth legt. Er scheint an der Möglichkeit des Zusammenschweißens von sehnigem und krystallinischem Eisen bei passender Temperatur nicht zu zweifeln, während andere erfahrene Ingenieure dieselbe bestreiten. Wir haben unsererseits Bandagen versucht, welche zum Theil aus körnigem und zum Theil aus sehnigem Eisen bestanden, aber ungeachtet aller Sorgfalt, welche man auf die Herstellung so kostspieliger Producte verwendet, die Schweißung stets nur unvollkommen befunden, sodaß die Compagnieen die Anwendung solcher Bandagen aufzugeben genöthigt waren.

Herr Couche, welcher auf der Münchener Ausstellung breitbasige Schienen gesehen hat, die nach den Vorschriften der Instruction für die bayerischen Eisenbahnen angefertigt waren, also mit einem Kopfe aus krystallinischem Eisen und mit sehnigem Fuße, spricht sich über die Verbindung dieser beiden Eisensorten wie folgt aus:

„Die Schweißung der beiden Eisensorten ist möglich, aber sie ist mindestens sehr schwierig und bei der Fabrikation der Schienen unzuverläſſig. Das sehnige Eisen verlangt eine ziemlich hohe Temperatur, wogegen das körnige Eisen eine hohe Temperatur scheut und sich bei Ueberhitzung in sehr sprödes, grobkörniges Eisen verwandelt. Andererseits fügt es sich wegen seiner geringeren Ductilität weniger gut dem Walzproceß und erhält leicht Risse."

Herr Curtel giebt, ebenso wie Herr Couche, den Schienen, welche ganz aus rohem Puddeleisen bestehen, vor denjenigen den Vorzug, welche theilweise Puddeleisen und theilweise einmal geschweißtes Eisen enthalten. Er macht ebenfalls den Vorschlag, den Walzmeistern eine größere Freiheit in der Zusammensetzung der Packete aus Puddeleisen oder einmal geschweißtem Eisen zu lassen. Wir haben bereits unsere Ansicht über die Gefährlichkeit dieser den Fabrikanten einzuräumenden Freiheit ausgesprochen.

Herr Curtel betrachtet übrigens die von den Compagnieen geforderte Garantie für illusorisch, aber wenn wir auch weit entfernt sind, zu glauben, daß dieselbe hinreichend sei, die Gesellschaften vor schlechten Lieferungen zu schützen, so müssen wir doch bemerken, daß die Gesellschaft der Nordbahn bei mehreren Gelegenheiten daraus so großen Nutzen gezogen hat, daß sie jetzt den Fabrikanten, wie bereits erwähnt, drei Jahre Garantiezeit stellt.

Wie dem nun auch sein möge, die Frage von der Fabrikation der Schienen hat uns doch so wichtig geschienen, daß wir dem Comité der Ostbahngesellschaft vorgeschlagen haben, einen ihrer Inspectoren nach England, Belgien und Deutschland zu senden, um die dortigen Verfahrungsarten genau zu studiren, und daß wir uns vorgenommen haben, selbst die von diesem Inspector bezeichneten Werke zu besuchen, um die hierüber gemachten Notizen zu controliren. Wir werden dem zweiten Theile unseres Handbuches eine Note über die erlangten Resultate beifügen.

Stühle. — Die Stühle müssen sämmtlich genau nach einem bestimmten Modell angefertigt sein, und der Oberingenieur übergiebt daher den Lieferanten ein solches Modell, wonach sie zu arbeiten haben. Wenn der Lieferant eine gewisse Zahl von Stücken fertig hat, so sendet er sie an den Oberingenieur ein, welcher anzugeben hat, was er daran abgeändert zu haben wünscht. Erst wenn Derselbe

schriftlich bezeugt, daß er sie als probehaltig ansehe, darf die eigentliche Fabrikation begonnen werden.

Die Nachsicht bezüglich des Gewichtes ist so, wie bei den Schienen, doch gestattet man auch eine Differenz von 3 Procent.

Das hierzu zu verwendende Gußeisen muß graues, feinkörniges und zähes Roheisen sein, um dem Bruche genügenden Widerstand zu leisten. Man verlangt, daß es einem Zuge von 1300 Kilogrammen pro Quadratcentimeter Widerstand leiste. Um dies zu prüfen, läßt man häufig Probestäbe von nebenstehender Form gießen, deren Mittelstück tt man genau auf 1 Centimeter Durchmesser abdreht. Diese Stäbe werden mit einem der Ringe aufgehangen, während die Probelast am anderen Ringe angebracht wird.

Holzroheisen kann bei genügender Beschaffenheit ohne Weiteres verwendet werden, Cokesroheisen muß im Allgemeinen umgeschmolzen sein.

Bei den ersten Eisenbahnen in der Umgegend von Paris hat man nur Eisen aus dem Cupolofen zugelassen, aber man hat sich überzeugt, daß bei guter Auswahl der Hohofenguß sich sehr gut eignet; weil jedoch die Hohöfen ein unegaleres Product liefern als die Cupolöfen, so muß man bei dem Product der Ersteren eine schärfere Ueberwachung eintreten lassen.

Man wendet für die Stühle die Probe durch Druck an, wie bei den Schienen, doch scheint es zweckmäßig, sie auch der Probe durch Stoß zu unterwerfen. Gewöhnlich accordirt man auf eine Garantiezeit von einem Jahre.

Nägel. — Die Nägel müssen nicht nur den bezüglich der Form, der Dimensionen und des Gewichtes gegebenen Vorschriften genügen, sondern man muß auch darauf sehen, daß das Eisen dazu weich und zäh sei. Die Köpfe müssen gestaucht, nicht angeschweißt sein. Bei der Uebernahme werden sie in zwei Lehren von gehärtetem Stahl genommen und müssen in der größeren bis an den Kopf eindringen, dürfen aber in der engeren nicht so weit eindringen. Man schlägt ferner eine gewisse Zahl von Nägeln in einen eichenen Block bis zur Hälfte ein und schlägt dann das vorstehende Ende um, bis es einen Winkel von 45 Grad mit der Verticalen bildet, wobei die Nägel keine Beschädigung zeigen dürfen.

Keile. — Die Keile müssen von gutem trockenen Holze (Eiche oder Akazie) ohne Splint und mit geraden Fasern gefertigt sein. Damit man hiervon Ueberzeugung erlange, verlangt man, daß sie mit dem Beile, nicht mit der Säge, vorgerichtet und dann gehobelt seien.

Ihre Dimensionen prüft man mittelst zweier stählerner Lehren; jeder Keil muß durch die eine fast ganz hindurchgehen und darf sich in die andere kaum eintreiben lassen.

Schwellen. — Wir haben bereits erwähnt, daß die Eisenbahnschwellen in Europa aus Eichen-, Buchen-, Kiefern- und Tannenholz angefertigt werden. Buchenholz sollte nur verwendet werden, wenn es mittelst einer der beschriebenen Verfahrungsweisen präparirt worden ist. Auch Tannen- und Föhrenholz wird meist imprägnirt, wenn es nicht sehr harzig ist, wie das Lärchenholz (pinus laryx). An der Ostbahn hat man beobachtet, daß die Nägel im Tannenholz leichter locker werden, als in anderen Holzgattungen; sie halten sich in Buchenholz viel besser.

„Wenn man die Dauer der verschiedenen präparirten Holzgattungen, welche zu Schwellen verwendet werden, vergleicht," sagt die bayerische Instruction, „und die Interessen des Anschaffungscapitales, so wie die Kosten der Verlegung mit in Ansatz nimmt, so hat man gefunden, daß in Bayern der durchschnittliche Unterhaltungsaufwand gleich ist, wenn der Kaufpreis des Föhren- und Tannenholzes 1 Franc, derjenige der harzigen Hölzer $1\frac{1}{3}$ Francs und derjenige des Eichenholzes 2 Francs beträgt.

„Zu dieser finanziellen Rücksicht ist noch hinzuzufügen, daß die Nägel in Eichenholz besser haften und daß der Betrieb durch Einwechseln von Schwellen dabei weniger oft gestört wird, so wie, daß man an Keilen, Nägeln, Schrauben und Laschen erspart. Man muß daher eichene Schwellen, wo sie zu einem niederigeren Preise, als dem 2,1-Fachen des Preises der Schwellen von Föhren- und Tannenholz, oder dem $1\frac{1}{2}$-Fachen des Preises von harzigen Hölzern zu beschaffen sind, vorzugsweise anwenden."

Man bezahlt die Schwellen nach ihrem Cubikinhalte oder nach dem Stück. In letzterem Falle müssen die übermäßigen Schwellen die zu schwachen übertragen und die Dicke des Splintes beschränkt sein. Bezahlt man sie nach dem Cubikinhalte, so zieht man den Splint ab oder läßt ein gewisses zulässiges Quantum davon passiren. Diese Bestimmung bezieht sich nur auf eichene Schwellen, denn die buchenen Schwellen haben keinen eigentlichen Splint. Man muß im Contract genau bestimmen, wie die Schwellen gemessen werden sollen, sonst könnte der Lieferant leicht zum größten Nachtheil der Gesellschaft, auf gewissen örtlichen Vermessungsarten bestehen.

Man setzt ferner fest, daß jede fehlerhafte Schwelle verworfen werden kann, und verlangt, daß das Eichenholz zu passender Zeit (vom 15. October bis 15. März, wo der Saftumlauf schwächer stattfindet) geschlagen sei, läßt endlich keine Schwellen zu, welche weniger als 2 Jahre geschlagen sind.

Bezüglich der Form der Schienen verlangt man, daß die beiden horizontalen Flächen eben seien, und daß die anderen Flächen eine bestimmte Rundung nicht überschreiten. Die Ostbahn läßt keine halbrunden eichenen Schwellen zu.

Man hat gefunden, daß die Schwellen mindestens 0,6 Meter über die Schienen vorstehen müßten; sind sie kürzer, so vibriren ihre Enden stark beim Passiren der Züge und drücken so auf das Bette, daß sie schließlich nur noch in der Mitte auf dem Ballast aufruhen. Bei der gewöhnlichen Geleisweite von 1,5 Meter müssen die Schwellen also 2,7 Meter Länge haben. Auch die Breite und Dicke der Schienen ist von Einfluß auf die Stabilität des Oberbaues. Sind sie zu dünn, so biegen sie sich unter der Last der Maschinen, und sind sie zu schmal, so haben sie zu wenig Auflager und das Geleis hat nicht Stabilität genug. Andererseits darf ihre Breite 36 Centimeter nicht überschreiten, weil man sie sonst schwierig gleichförmig unterstopfen kann.

Auf der Ostbahn hat man sehr starke Schwellen (von 0,11 Cubikmeter Inhalt für die Mittelschwellen) verwendet und befindet sich dabei wohl; die Bahn ist ausgezeichnet und kostet wenig Unterhaltung. Es ist also eine schlecht verstandene Oekonomie, wenn man zu schwache Schwellen anwendet.

Für diejenigen Schwellen, welche unter die Schienenstöße zu liegen kommen, nimmt man gewöhnlich stärkere Dimensionen, als für die übrigen Schwellen; man bestimmt sie in der Art, daß man dem Lieferanten gewisse Extreme angiebt, zwischen die sie hineinfallen müssen. Die behauenen Stoßschwellen der französischen Ostbahn haben 14 bis 17 Centimeter Stärke bei 32 bis 35 Centimeter Breite; die halbrunden haben 14 bis 18 Centimeter Stärke bei 32 und 36 Centimeter Breite. Die Mittelschwellen erhalten 14 bis 15 Centimeter Stärke bei 21 bis 28 Centimeter Breite, wenn sie behauen sind, und 14 bis 17 Centimeter Höhe bei 21 bis 33 Centimeter Breite, wenn sie halbrund sind.

Ballast. — Der Ballast muß durchlässig sein, aber eine gewisse Consistenz besitzen. Man verwendet dazu verschiedene Substanzen. Am öftersten benutzt man Sand, aber in Gegenden, wo guter Sand selten ist, wie in der Umgegend von Lille, ersetzt man ihn durch andere Substanzen, durch Steinknack (Eisenbahnen von Orleans, Straßburg u. s. w.), Gemische von gepochten Ziegeln und Schlacken (Eisenbahn von Lille an die belgische Grenze), klare Steinkohle (Eisenbahn von Darlington), Kreide (Nordbahn) u. s. w.

Der Sand muß, wenn er genügend durchlässig sein soll, aus Körnern mittlerer Größe und genügender Härte bestehen, damit er beim Passiren der Züge nicht zu Staub zerdrückt werde. Das Wasser circulirt nämlich in feinem Sande weniger gut und da derselbe durch Wind, ja wohl gar durch den beim Passiren der Eisenbahnzüge entstehenden Zug leicht aufgeblasen wird, so ist er sehr nachtheilig für die Maschinen, in deren treibende Theile er sich einlagert und sogar bis zu den Axen eindringt, wo er an der Schmiere hängen bleibt und eine rasche Abnutzung veranlaßt.

Derjenige Sand, welcher Lehm in stärkerer Menge beigemengt enthält, absorbirt das Wasser und verwandelt sich nach starkem Regen in Koth; er muß also ebenfalls vermieden werden. Wenn aber Thon nur in geringerer Menge eingemengt ist, so schadet er nicht nur nicht, sondern giebt dem Sande eine gewisse Consistenz und hindert ihn an zu leichtem Ausweichen.

Steinknack ist weniger homogen als Sand und verursacht eine schwierigere Unterhaltung. Die Gemenge von gestampften Ziegeln und Schlacken haben sich befriedigend bewährt. Klare Steinkohle ist von ausgezeichnetem Dienst, aber sie darf nur geringe Quantitäten von Schwefelkies enthalten, sonst sind Selbstentzündungen zu befürchten. Kreide ist oft wetterklüftig und geht dann in Koth über. Man hat sie auf der Nordbahn zum untersten Schüttungsmaterial verwendet und in dieser Weise, mit Sand bedeckt und dem Frost und den Witterungsverhältnissen entzogen, hat sie sich gut bewährt.

Die Wahl des Materiales zum Ballast übt einen großen Einfluß auf den Zustand der Bahn aus und man darf die Kosten der Beschaffung eines passenden Materiales nicht scheuen.

Was die Qualität des Ballastes anlangt, so spricht sich die bayerische Instruction hierüber folgendermaßen aus:

„Als Ballast soll man niemals anwenden:

„1. Thonigen Sand oder Kies;

„2. Quarzigen, groben, reinen Sand ohne Beimengung von Kies oder Steinknack;

„3. Feinen Triebsand, weder allein, noch mit Kies oder Steinknack;

„4. Mürbe Steine oder Steine, welche unter den Witterungseinflüssen aufschwellen.

„Die vorzüglichsten Materialien sind harter Kiessand oder Steine, welche im Frost gut stehen, nicht über 4,5 Centimeter groß sind und mit $^1/_3$ grobem, reinem oder wenig thonhaltigem Sand gemengt sind. Man erhält ebenfalls einen guten Ballast, wenn man ein Pflaster von 15 bis 20 Centimeter Stärke mit einer Schicht geschlagener Steine von 5 Centimeter Stärke bedeckt, welche zum dritten Theil mit grobem, reinem Sand gemengt sind. Der Sand darf nicht lagenweise mit dem Steinknack abwechseln, sondern muß damit gemengt sein.

„Weniger gut ist ganz thonfreier Kies, selbst wenn er mit grobem, reinem Sand gemengt ist. Geschlagene weiche Steine, welche durch Witterungseinflüsse oder beim Unterstopfen der Schwellen durch das Schlagen in Sand zerfallen, sind noch weniger tauglich.“

Es giebt noch gewisse Vorschriften, welche allen Lieferungscontracten gemeinsam sind, und welche schließlich noch zu besprechen sind.

Allgemeine Bedingungen. — Während des Baues können Verbesserungen aufgefunden werden, welche sich zur Annahme empfehlen, man muß sich also das Recht wahren, für eine willkürlich oder durch Sachverständige zu bestimmende Entschädigung davon Gebrauch zu machen. Ferner darf man nicht übersehen, festzustellen, daß alle zwischen der Gesellschaft und den Lieferanten zu schlichtenden Streitigkeiten bei derjenigen Behörde anzubringen sind, wo die Gesellschaft domiciliret ist, will man vermeiden, daß man damit vor die Gerichte in der Nähe der Hüttenwerke gewiesen werde, wo der Lieferant leichter seinen Einfluß geltend machen kann.

Man macht meistentheils aus, daß der Unternehmer nur mit Genehmigung der Gesellschaft andere Zwischenaccorde abschließen dürfe. Endlich ist bezüglich der Zählung festzusetzen, daß ein Zehntel bis nach Ablauf der Garantiefrist zurückgehalten werde.

Notiz über eine provisorische Hängebrücke auf der Eisenbahn von Saint-Etienne.

Von

E. Locard.

In demselben Hefte, wo die französische Zeitschrift „L'Ingenieur" die Beschreibung der Niagara-Eisenbahnhängebrücke aus unserer Zeitschrift entlehnt, findet sich eine interessante Notiz von Locard über eine provisorische Hängebrücke, welche einige Zeit auf der Eisenbahn von Saint-Etienne in Betrieb gewesen ist. Locard schreibt, daß im Jahre 1840 der bekannte französische Ingenieur Seguin der Aeltere auf dieser Eisenbahn zum Ersatz von vier an der Saône-Brücke bei Lyon durch Hochwasser zerstörten Jochen eine Hängebrücke als Nothbrücke errichtet habe, welche in noch nicht ganz 20 Tagen vollendet und am 6. December dieses Jahres amtlich geprüft, sodann aber unter der Einschränkung, daß allemal auf einmal nur 2 geladene Wagen von Pferden im Schritt über ein Joch gezogen werden, die Passagiere aber aussteigen sollten, dem Betrieb übergeben worden sei. Durch eine weitere Verstärkung sei es dann gelungen, die Brücke so steif zu machen, daß man mit Locomotiven darüber fahren konnte und in dieser Weise sei diese leicht gebaute Brücke ziemlich vier Jahr befahren worden. Die erste Brücke bestand aus einer aus Längsschwellen mit Pfostendielung gebildeten Bahn, welche zwei Jöcher von 41,25 Meter Weite überspannte und an sechs auf drei hölzernen, 42,6 Meter auseinanderstehenden Böcken ruhenden Seilen mit 5 Meter Pfeilhöhe hing. Die Hängestäbe waren in Entfernungen von 1 Meter angebracht und zwar so, daß der erste an dem äußersten, der zweite am mittelsten und der dritte am innersten Seile angehangen war, was nicht günstig für die Steifigkeit sein konnte. Man beobachtete bei der Probe eine Einbiegung von

0,13 Meter	unter	1	im Schritt	darüber	gezogenen		6115	Kilogr.
0,21	„	2	„	„	„	„	12040	„
0,25	„	3	„	„	„	„	18040	„
0,45	„	4	„	„	„	„	20740	„

schweren Waggon wobei die Waggons der drei ersten Proben 7 Meter Länge und 2 Meter Radstand, die vier Waggons der letzten Probe 2,8 Meter Länge und 1,15 Meter Radstand besaßen, übrigens aber nach der Probe keine bleibende Einsenkung zu beobachten war. Die angebrachte Verstärkung bestand aus zwei 2,5 Meter hohen Gitterwänden aus 22 Centimeter breiten, 6 Centimeter dicken Pfosten mit 32 Centimeter hohen, 16 Centimeter starken Streckbäumen, welche durch Schrauben mit den Längsschwellen der Bahn verbunden und durch Steifen vertical erhalten wurden. Außerdem zog man die drei Seile auf jeder Seite durch zahlreiche Bünde scharf zusammen, was Alles ohne Unterbrechung des Betriebes in der Nacht ausgeführt wurde. Die dergestalt verstärkte Brücke zeigte nicht stärkere Schwankungen, als die vier übrigen hölzernen Joche, und sie ist ein neuer Beweis für die Möglichkeit der Anwendung des Hängebrückensystemes für Eisenbahnzwecke.

„L'Ingenieur." Mai 1858.

Ueber die Turbinen.

Von

M. Ordinaire de Lacolonge.

Im dritten Bande dieser Zeitschrift, Seite 234 u. flg., wurden Bremsversuche an einer nach der Weisbach'schen Theorie construirten Fourneyron'schen Turbine besprochen, welche einer Broschüre des obengenannten Herrn Verfassers über die Weisbach'sche Theorie dieser Turbine entlehnt waren; zu dieser Broschüre hat derselbe nun unter dem Titel: „Supplément à la Théorie de la Turbine-Fourneyron d'après M. Weisbach, par M. Ordinaire de Lacolonge", Paris, Victor Dalmont, 1857, ein Supplement geliefert, in welchem er nachweist, daß aus den Weisbach'schen Formeln auch alle die Folgerungen abgeleitet werden können, welche Poncelet aus seiner Theorie deducirt, und wir verfehlen nicht, auch diese Ergänzung hier mitzutheilen.

Der Einfachheit halber wird dem Winkel, welchen das innere Radschaufelende mit der Peripherie bildet, der Werth $\beta = 90^0$ beigelegt, welchen die meisten Constructeurs zu geben pflegen. Alsdann ergiebt sich für die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Radschaufeln verläßt, die Formel:

$$(1 + \varkappa)\frac{c_2^2}{2g} = x - h_2 + \frac{c_1^2}{2g} + \omega^2\left(\frac{r^2 - r_1^2}{2g}\right)$$

(vergl. Weisbach, „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", 2. Aufl., II, §. 181), worin die Bezeichnungen des Weisbach'schen Werkes beibehalten sind, ω aber die Winkelgeschwindigkeit bedeutet. Setzt man nun hier die Ausdrücke

$$x = h_1 - (1 + \zeta)\frac{c^2}{2g}, \quad c = \frac{r}{r_1}\frac{\sin\delta}{\sin\alpha}c_2, \quad c_1 = \frac{r}{r_1}\sin\delta . c_2,$$
$$h_1 - h_2 = h$$

ein, so folgt:

$$c_2^2 = \frac{2gh + \omega^2(r^2 - r_1^2)}{1 + \varkappa + \frac{r^2}{r_1^2}\left(\frac{\sin\delta}{\sin\alpha}\right)^2(\zeta + \cos^2\alpha)}.$$

Diese Gleichung zeigt, daß die Ausflußgeschwindigkeit c_2, und folglich auch der Verbrauch an Aufschlagewasser, mit der Umdrehungsgeschwindigkeit zunimmt, wie es die Poncelet'sche Theorie verlangt und die Versuche bestätigen. (Vergl. „Civilingenieur", a. a. O., S. 244.)

Setzt man in den Ausdruck für die Druckhöhe x an der Uebergangsstelle aus dem Leitschaufelapparate in das Rad für c die entsprechende Function von c_2 und für c_2 die so eben entwickelte Größe ein, so wird ferner erhalten:

$$x = h_1 - \frac{(1 + \zeta)\left(\frac{r}{r_1}\frac{\sin\delta}{\sin\alpha}\right)^2\left[h + \frac{\omega^2}{2g}(r^2 - r_1^2)\right]}{(1 + \varkappa) + \left(\frac{r}{r_1}\frac{\sin\delta}{\sin\alpha}\right)^2(\zeta + \cos^2\alpha)}.$$

Man erkennt also, daß auch diese Größe eine Function der Umdrehungsgeschwindigkeit ist und negativ werden kann, wenn beim Gange in freier Luft h_1 oder beim Gange unter Wasser $h_1 - h_2$ kleiner ist, als das negative Glied auf der rechten Seite, wie es auch bei den Versuchen zum Theil constatirt wurde.

Für die Geschwindigkeit c_2 hat man nach der Weisbach'schen Theorie auch den Ausdruck:

$$(1 + \varkappa)\, c_2^2 = 2gh + v^2 - 2cv_1\cos\alpha - \zeta c^2.$$

Nun ist aber für $\beta = 90^0$

$$c = \frac{v_1}{\cos\alpha} = \frac{r_1}{r}\cdot\frac{\omega r}{\cos\alpha},$$

und wenn man diesen Werth in die letztere Gleichung substituirt, so folgt:

$$c_2 = \sqrt{\frac{2gh + \omega^2 r^2\left[1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2\left(2 + \frac{\zeta}{\cos\alpha^2}\right)\right]}{1 + \varkappa}}.$$

Andererseits hat man für die Leistung die Gleichung:

$$L_1 = \left(h - \frac{\zeta c^2 + \varkappa c_2^2 + w^2}{2g}\right)Q\gamma,$$

oder, wenn man sich erinnert, daß

$$w^2 = c_2^2 + v^2 - 2c_2 v\cos\delta,$$
$$c_2^2 + \varkappa c_2^2 + \zeta c^2 = 2gh + v^2 - 2cv_1\cos\alpha,$$
$$c\cos\alpha = v_1 = \frac{r_1}{r}v$$

ist nach einigen Umformungen:

$$L_1 = \frac{Q\gamma}{g} \times \left(\omega r\cos\delta\sqrt{\frac{2gh + \omega^2 r^2\left[1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2\left(2 + \frac{\zeta}{\cos\alpha^2}\right)\right]}{1 + \varkappa}} - \left[1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2\right]\omega^2 r^2\right).$$

Setzt man der Kürze wegen

$$1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2\left(2 + \frac{\zeta}{\cos\alpha^2}\right) = \mu,$$

$$\frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos\alpha} = \nu,$$

$$1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 = \varrho,$$

so erhält man einfacher für die Arbeit:

$$L_1 = \frac{Q\gamma}{g}\left(\omega r\sqrt{2gh + \mu\omega^2 r^2} - \nu\varrho\omega^2 r^2\right)$$

und für den Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{\omega r}{gh}\sqrt{2gh + \mu\omega^2 r^2} - \frac{\nu\varrho}{g}\omega^2 r^2,$$

oder wenn man $\frac{\omega^2 r^2}{2gh}$ mit x' bezeichnet:

$$\eta = 2\left(\sqrt{x' + \mu x'^2} - \nu\varrho x'\right).$$

Man kann hieraus ein Maximum ableiten, und zwar tritt dasselbe ein für:

$$x' = \frac{\nu\varrho - \sqrt{\nu^2\varrho^2 - \mu}}{2\mu\sqrt{\nu^2\varrho^2 - \mu}}.$$

Der Maximalwerth des Wirkungsgrades ist aber:

$$\eta = \frac{1}{\mu\varrho}\left(\nu\varrho - \sqrt{\nu^2\varrho^2 - \mu}\right).^{*)}$$

Diese Gleichung ist nur von den Dimensionen des Rades abhängig und zeigt daher, daß die Fourneyron'schen Turbinen für jedes Gefälle einen gleichen Wirkungsgrad geben müssen, und wenn dies durch die Erfahrung nicht vollkommen bestätigt wird, so liegt der Grund hierfür namentlich in der Vernachlässigung der Widerstände, welche die Turbine bei der Bewegung unter Wasser erfährt. Für gewöhnlich kann man aber die Unveränderlichkeit des Wirkungsgrades annehmen und erhält sodann eine viel einfachere Berechnungsweise.

Wenn man nämlich eine gut construirte Turbine zum Muster nimmt, so kann man daraus für eine andere zu entwerfende Turbine die Winkel α, β und δ entlehnen, berechnet sodann die Aufschlagsmenge Q nach der geforderten Leistung und dem beobachteten Wirkungsgrade des Modelles, bestimmt r_1 nach der Formel $r_1 = 0{,}565\sqrt{Q}$ und r nach dem Verhältniß ν, welches am Modelle zwischen dem äußeren und inneren Radhalbmesser stattfindet, wählt die Leit- und Radschaufelzahl ebenfalls wie beim Modell, und bestimmt, da der Werth von x' ebenso groß, als beim Modelle ist, die Geschwindigkeiten durch die Formeln:

$$v = \omega r = \sqrt{2gh.x'}, \qquad c = \frac{r_1}{r}\frac{\sqrt{2gh.x'}}{\cos\alpha},$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{1+\mu x'}{1+\varkappa}.2gh},$$

endlich ergiebt sich die Radhöhe e aus der Gleichung

$$Q = (2\pi r\sin\delta - n's')\,eu.$$

*) Dieselbe Formel hat bekanntlich Herr Dr. Zeuner im ersten Bande unserer Zeitschrift, S. 159, entwickelt.

D. Red.

Nur, wenn man auf diesem Wege auf allzugeringe Kranzbreiten $r - r_1$, oder auf unpassende Schaufelzahlen n und n_1 stößt, muß man die Turbine ganz neu berechnen.

Der Ausdruck für den Wirkungsgrad η wird 0, wenn $\sqrt{x' + \mu x'^2} - \nu\varrho x'$ gleich Null wird, und dies tritt ein für den Werth:

$$x'' = \frac{1}{\nu^2\varrho^2 - \mu}.$$

Bei der Geschwindigkeit $\omega r = \sqrt{x''.2gh}$ kann also die Turbine gar keine Arbeit mehr verrichten, oder vielmehr alle Arbeit, die sie verrichtet, wird von den passiven Widerständen consumirt.

Uebrigens ist hier zu bemerken, daß sowohl x' als x'' nur dann reelle Werthe sind, wenn $\nu^2\varrho^2 > \mu$ ist für positive μ, und daß der Zähler, wie der Nenner, in dem Ausdrucke für x' mit μ positiv oder negativ werden, x' also stets positiv ist. Man findet also das Verhältniß zwischen der vortheilhaftesten Geschwindigkeit und derjenigen beim Leergange $\sqrt{\frac{x'}{x''}}$, wenn man beide Ausdrücke dividirt, und zwar ist:

$$\frac{x'}{x''} = \frac{1}{2} + \frac{\nu\varrho}{2\mu}\left(\sqrt{\nu^2\varrho^2 - \mu} - \nu\varrho\right),$$

was stets kleiner als $1/2$ ist, weil das eingeklammerte Glied auf der rechten Seite stets negativ ist. Hiernach ist zwar stets:

$$\sqrt{\frac{x'}{x''}} < 0{,}7,$$

jedoch kann man dieses Verhältniß, welches von der geometrischen Form der Turbine abhängig ist, allgemein nicht genauer bestimmen.

Bei der Turbine von Saint-Medard findet man für $\zeta = \varkappa = 0{,}1$

$\sqrt{\frac{x'}{x''}} = \frac{1}{2{,}002}$, ferner $v_1 = 0{,}521\sqrt{2gh}$ und $\eta = 0{,}699$, während die Beobachtung ergab:

$$v_1 = 0{,}45\sqrt{2gh} \text{ und } \eta = 0{,}626.$$

Für die Turbine von Mühlbach erhält man nach Morin's „Leçons de mécanique", t. II,

$$\sqrt{\frac{x'}{x''}} = \frac{1}{1{,}9195}, \quad v_1 = 0{,}574\sqrt{2gh}, \quad \eta = 0{,}7115,$$

und Morin giebt den beobachteten Wirkungsgrad zu 0,746 an, wofür jedoch Lacolonge 0,664 setzt, da für so breite Ueberfälle, als zur Wassermessung in Mühlbach angewendet wurden, statt des Morin'schen Ausflußcoefficienten 0,429 richtiger der Coefficient 0,482 anzunehmen ist. Der beobachtete Wirkungsgrad beträgt also bei der ersteren Turbine 0,9, bei der letzteren 0,933 vom theoretischen Wirkungsgrade und die vortheilhafteste Geschwindigkeit fällt bei der Ersteren um 14 Procent niederiger aus, als die Theorie verlangt.

Die Geschwindigkeit beim Leergange ist ungefähr doppelt so groß, als beim vortheilhaftesten Gange, wenn man aber hiernach eine Abhängigkeit zwischen den Halbmessern r und r_1 ableiten will, so kommt man auf eine Gleichung von einem höheren Grade, welche also ohne praktischen Werth ist.

Drückt man den Wirkungsgrad als Function des Verhältnisses $\frac{x'}{x''}$ aus, so ergiebt sich:

$$\eta = \left(1 - 2\frac{x'}{x''}\right)\frac{1}{\nu\varrho^2},$$

und wenn man annähernd $\frac{x'}{x''} = \frac{1}{4}$ setzt,

$$\eta = \frac{0{,}5}{\nu\varrho^2} = \frac{0{,}5}{\sqrt{1+\varkappa}} \quad \frac{\cos\alpha}{\left[1-\left(\frac{r_1{}^2}{r}\right)\right]^2},$$

was mit den Beobachtungen an den obigen beiden Turbinen stimmt, wenn man mit 0,92 multiplicirt.

Man findet also annähernd die vortheilhafteste Geschwindigkeit, wenn man eine Turbine leer gehen läßt und die Hälfte ihrer Umdrehungen nimmt. Ebenso giebt die letzte Formel, in welcher nur der Winkel α und das Verhältniß der Radhalbmesser zu einander vorkommt, annähernd den Wirkungsgrad.*)

Eine andere interessante Broschüre desselben Verfassers behandelt den Einfluß der Schützenstellungen bei Turbinen. Sie führt den Titel: „Des Turbines Euleriennes sans Vannage, par Ord. de Lacolonge". Bordeaux, Chaumas-Gayet, 1857, und hat sich die Aufgabe gestellt, die Fontaine'schen (Euler'schen) Turbinen durch Beseitigung der Schützen so zu vereinfachen, daß sie statt der Kufenräder und Borda'schen Turbinen zum directen Umtrieb von gewöhnlichen Mühlen bequeme Anwendung finden könnten. Da in unseren Gegenden derartige Räder gar nicht vorkommen, so hat diese Schrift in dieser Beziehung auch mindere Wichtigkeit für uns, wohl aber ist die leitende Idee derselben höchst beachtenswerth, nämlich, daß man ohne wesentliche Einbuße die Schützenvorrichtungen bei den Turbinen weglassen und durch Schützen im Aufschlags- oder Abzugsgraben ersetzen könne.

Wenn man sich nämlich eine Turbine von irgend welchem System aber ohne Schützenvorrichtung denkt, welche eine dem Gefälle h und der Aufschlagsmenge Q entsprechende constante Arbeit verrichten soll, so muß man bei vermehrtem Gefälle, also wenn h in $h_1 = mh$ übergeht (wo m größer als 1 ist), dem Oberwasser durch eine Schütze in der Art den Zutritt wehren, daß nur dieselbe Wassermenge Q zufließen kann und das Wasser über dem Rade nicht mehr als h Meter Druckgefälle besitzt. Nennt man L die Nutzleistung des Motors, η den Wirkungsgrad, so hat man bei dem normalen Wasserstande:

$$\eta = \frac{L}{Qh\gamma};$$

wächst dagegen h und wird der Zutritt in der angegebenen Weise gehindert, so hat zwar das Rad immer noch die Leistung L, aber man benutzt nicht die ganze vorhandene Rohkraft $Qh_1\gamma$, somit befindet sich die Turbine in dem Zustande eines Motors, welcher nur den Wirkungsgrad

(1) $$\eta_1 = \frac{L}{Qh_1\gamma} = \frac{\eta}{m} \text{ besitzt.}$$

Andererseits zeigt die Erfahrung und Theorie (Weisbach's „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", II, §. 188), daß bei Turbinen mit Schützenvorrichtung der Wirkungsgrad auch nicht unbedeutend sinkt, sobald dieselbe in Thätigkeit tritt und es entsteht die Frage, ob der Verlust an Arbeit, welchen man bei der obigen freiwilligen Aufopferung eines Theiles des Druckgefälles erfährt, oder derjenige, welchen der theilweise Verschluß der Radcanäle durch die Schützen zur Folge hat, bedeutender sei.

Besondere Versuche zur Beantwortung dieser Frage sind nicht angestellt worden, doch hat Herr de Lacolonge aus älteren Versuchen folgende Zusammenstellung gemacht, welche Vergleiche zu ziehen gestattet.

*) Diese Formel lehrt zugleich auch, daß es vortheilhaft ist, das Verhältniß $\frac{r_1}{r}$ möglichst groß, dagegen die Winkel α klein zu nehmen.
D. Red.

Schützenzug	Gefälle	Unterwasser	Aufschlagmenge in Litern	Leistung in Pferdekräften	Verhältniß der Druckgefälle	Beobachteter Wirkungsgrad	Wirkungsgrad nach Formel (1)	Differenz	Procentale Differenz
Fourneyron'sche Turbine in Chatellerault. (1)									
0,30 a	1,71	0,82	1580	26,40	0,75	0,680			
0,24	2,28	0,28	1560	26,40	1,00	0,550	0,510	+ 0,040	7,2
0,30 a	1,73	0,82	1510	17,40	0,755	0,500			
0,24	2,29	0,28	1510	17,60	1,000	0,370	0,377	— 0,007	1,9

Schützenzug	Gefälle	Unterwasser	Aufschlagmenge in Litern	Leistung in Pferdekräften	Verhältniß der Druckgefälle	Beobachteter Wirkungsgrad	Wirkungsgrad nach Formel (1)	Differenz	Procentale Differenz
Fourneyron'sche Turbine in Saint-Médard. [2]									
0,082 [a]	1,670	0,47	242	3,27	0,749	0,587			
0,060	2,229	〃	253	3,20	1,000	0,424	0,439	— 0,015	3,6
0,082 [a]	1,635	0,465	257	2,77	0,733	0,494			
0,060	2,229	〃	246	2,79	1,000	0,366	0,362	+ 0,004	1,1
0,082 [a]	1,225	0,825	225	2,02	0,557	0,535			
0,050	2,254	〃	235	2,00	1,000	0,321	0,298	+ 0,023	7,1
Fontaine'sche Turbine in Bouchet. [3]									
0,04 [a]	1,03	c	221	2,16	0,713	0,713			
0,02	1,55	c	219	2,20	1,000	0,486	0,473	+ 0,013	2,7
Doppelte Fontaine'sche Turbine in Chatellerault. [1]									
0,078 [a]	1,48	1,05	1202	12,00	0,650	0,530			
0,040	2,26	0,14	1200	11,85	1,000	0,324	0,344	— 0,020	6,0
0,078 [a]	1,34	0,61	2971	31,00	0,650	0,713			
0,040	2,06	〃	2938	31,72	1,000	0,482	0,463	+ 0,019	3,9

(1) Die beiden Turbinen in Chatellerault sind im Jahre 1849 durch Dauguy in Gegenwart des Herrn Lacolonge gebremst worden, ohne daß hierüber etwas veröffentlicht worden ist.

(2) Vergl. „Civilingenieur“, III. Band, Seite 239.

(3) Vergl. „Leçons de mécanique pratique, par Morin“, II, p. 370.

a bedeutet, daß die Schützen ganz offen waren. — c bedeutet einige Centimeter Unterwasser.

In dieser Tabelle giebt die 6. Columne das Verhältniß zwischen dem niederigeren und höheren Gefälle, womit der bei dem niederigeren Gefälle und offenen Radschaufeln beobachtete Wirkungsgrad zu multipliciren ist, um den in der 8. Columne enthaltenen Wirkungsgrad zu finden. Subtrahirt man den Letzteren von dem beobachteten Wirkungsgrade und dividirt die Differenz mit Letzterem, so ergeben sich die procentalen Differenzen der letzten Columne.

Die Differenzen sind gering, sodaß man sich der Formel (1) zur genäherten Berechnung des bei einem höheren Wasserstand zu erwartenden Wirkungsgrades bedienen kann. Die Tabelle beweist, daß man sich ohne wesentliche Einbuße der Last der Schützenvorrichtungen entledigen und Turbinen ohne Schützen anwenden kann. Man berechnet und construirt dieselben dann für den Fall der größten Eintauchung in Unterwasser, und die Formel (1) wird dann den Wirkungsgrad geben, den man im Sommer bei niedrigem Wasserstande erwarten kann, und da die Turbinen beim Gange in freier Luft immer noch einen etwas besseren Wirkungsgrad haben, so ist man bei diesem Verfahren berechtigt, zu erwarten, daß bei geringem Wasser die Leistung sogar noch etwas besser ausfallen werde. Der Unterschied im Wirkungsgrade, den man durch Opferung des Gefälles erfährt, beträgt bei der Fourneyron'schen Turbine höchstens 7 Procent und bei der Fontaine'schen Turbine höchstens 4 Procent gegen den Wirkungsgrad, den man bei Anwendung des Schützenapparates erzielen könnte, und da die Differenz in der Tabelle bald positiv, bald negativ auftritt, so dürften beide Verfahrungsarten mit gleichem Rechte anzuwenden sein. Es ist aber als ein sehr wesentlicher praktischer Vortheil anzusehen, wenn man von den Turbinenschützen absehen und dieselben durch Stauvorrichtungen im Abzugscanal oder Stellschützen im Aufschlagscanal ersetzen kann.

Was nun die Größe dieser Schützen anlangt, so stellt Herr Lacolonge hierüber noch folgende Berechnung an:

Nennt man

F den gesammten Querschnitt der Ausflußöffnungen aus dem Leitschaufelapparat;

A den Querschnitt der Mündung der im Aufschlagscanal stehenden Zwangschütze;

y die Differenz zwischen den beiden Druckhöhen h und h_1,

so ergiebt sich die Ausflußmenge durch die Schütze gleich

$$Q = A\sqrt{2gy},$$

und diejenige durch den Leitschaufelapparat

$$Q = F\sqrt{2g(h_1 - y)},$$

und da beide Werthe*) gleich sein müssen, so folgt:

*) Genau genommen hätte in diesen Ausdrücken auf die Verschiedenheit der Ausflußcoefficienten Rücksicht genommen werden müssen. D. Red.

$$A = F\sqrt{\frac{h_1 - y}{y}} = F\sqrt{\frac{1}{m-1}}.$$

Dieser Ausdruck führt auf einen unendlichen Werth von A, wenn $m = 1$ wird, d. h. das Wasser wieder auf seinen normalen Stand zurück geht, und es muß also der Sperrschützenquerschnitt möglichst groß gemacht werden, damit bei völliger Oeffnung dieser Schütze das Wasser ohne merkliche Senkung des Wasserspiegels ins Rad gelange.

Bringt man eine Schütze im Abzugscanal an, und nennt man

A' den Querschnitt der Austrittsmündung;

z die der Ausflußgeschwindigkeit entsprechende Geschwindigkeitshöhe,

so muß ebenfalls sein:

$$Q = F\sqrt{2g(h_1 - z)} \text{ und } Q = A'\sqrt{2gz},$$

woraus sich ergiebt:

$$A' = F\sqrt{\frac{h_1 - z}{z}}.$$

Wenn die Turbinen gleich gut im Unterwasser, als in freier Luft arbeiteten, so würde hiernach folgen, daß

$$z = y \text{ und } A' = A$$

sein müßte, aber da die meisten Turbinen schlechter unter Wasser arbeiten, so wird im Allgemeinen die Weite der Schützen im Abzugscanal etwas größer sein müssen, als diejenige der Schützen im Aufschlagsgraben. In jedem Falle muß man über und unter den Rädern weite Bassins herstellen.

Ueber Brennmaterialersparniß.

Von

E. Bède.

(Fortsetzung von Seite 166.)

(Hierzu Tafel 31 und 32.)

Cylinderkessel mit Siederöhren. — Um in einem kleinen Raume eine größere Heizfläche concentriren zu können, hat man mit den Cylinderkesseln schwächere Cylinder verbunden, welche man Siederohre nennt, wenn sie dem directen Feuer ausgesetzt sind, und Vorwärmer, wenn sie nur von den Gasen umspült werden.

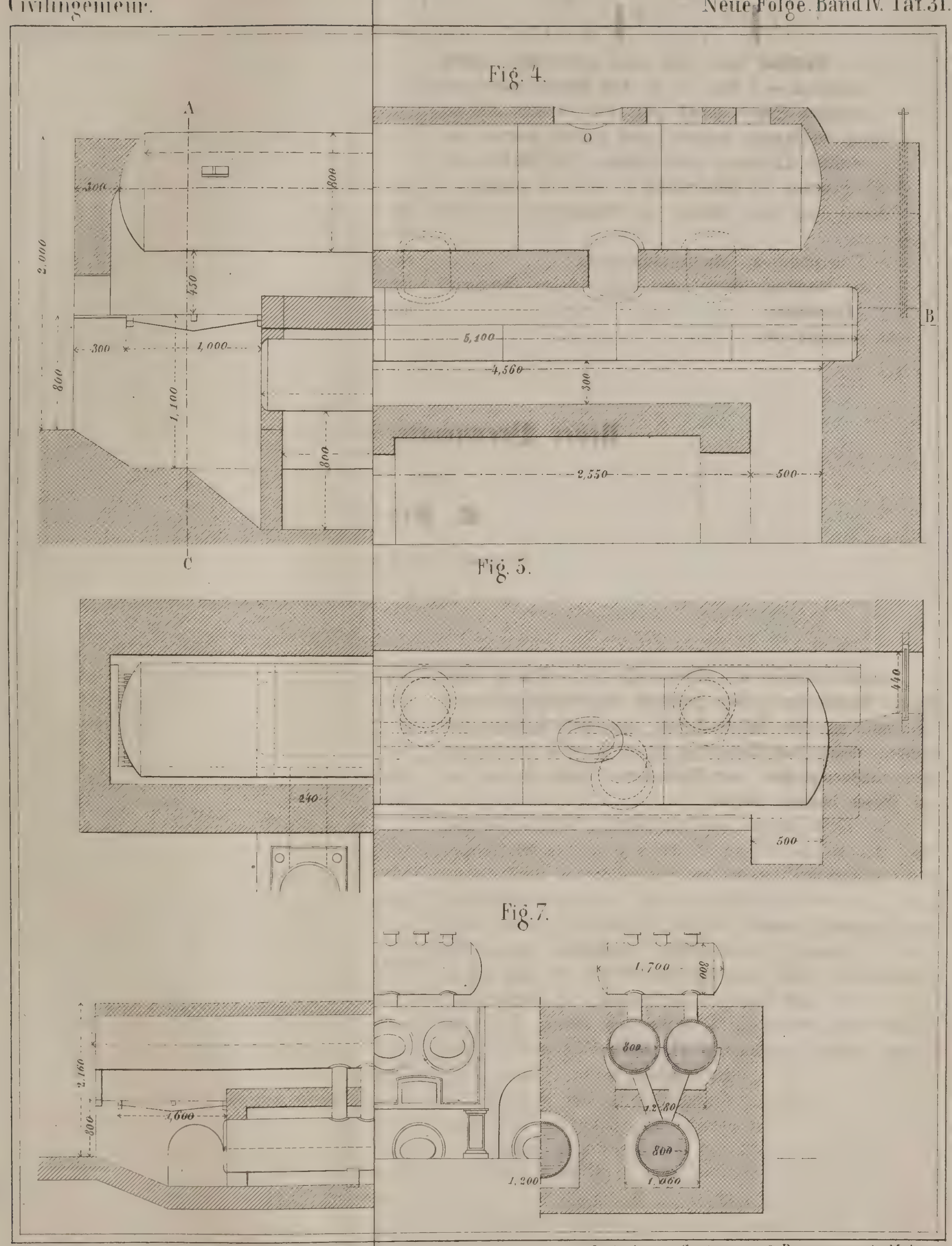
Die Oefen werden auf verschiedene Weise eingerichtet. Bald sind die Sieder und der Kessel gleichzeitig dem directen Feuer ausgesetzt, und die weiteren Züge am Kessel hingeführt, bald wird der Kessel gar nicht von der directen Feuerung berührt, sondern nur die Siederohre. Erstere Einrichtung erscheint unzweckmäßig, namentlich wegen der Schwierigkeit, dabei gute Verhältnisse für die Züge zu erlangen, aber auch wegen der zu erwartenden häufigen und beschwerlichen Reparaturen, welche im zweiten Falle nur an den Siedern vorkommen und durch Anwendung kleiner Kesselbleche für letztere sehr erleichtert werden können.

Eine zweckmäßige Einrichtung ist auf Tafel 31 in Figur 4 bis 6 dargestellt worden. Hier ist nur der untere Theil der Sieder von der Flamme direct bestrichen, während der obere Theil derselben und der Kessel durch die zurückkehrende Feuerluft erwärmt werden. Die Trennung der Züge ist durch zwei kleine, gegen die Sieder geschlagene Gewölbe und durch eine an den Kessel stoßende Scheidewand bewirkt. Die Flamme zieht erst unter den Siedern nach hinten, dann in einem der oberen Züge nach vorn und nach der zweiten Brechung wieder durch einen Seitenzug nach hinten. Der Rost ist für doppelte Feuerung eingerichtet und mit doppelten Thüren versehen, die Scheideplatte ist jedoch weggelassen, da sie bei hinreichend tiefen Thüren entbehrlich erscheint.

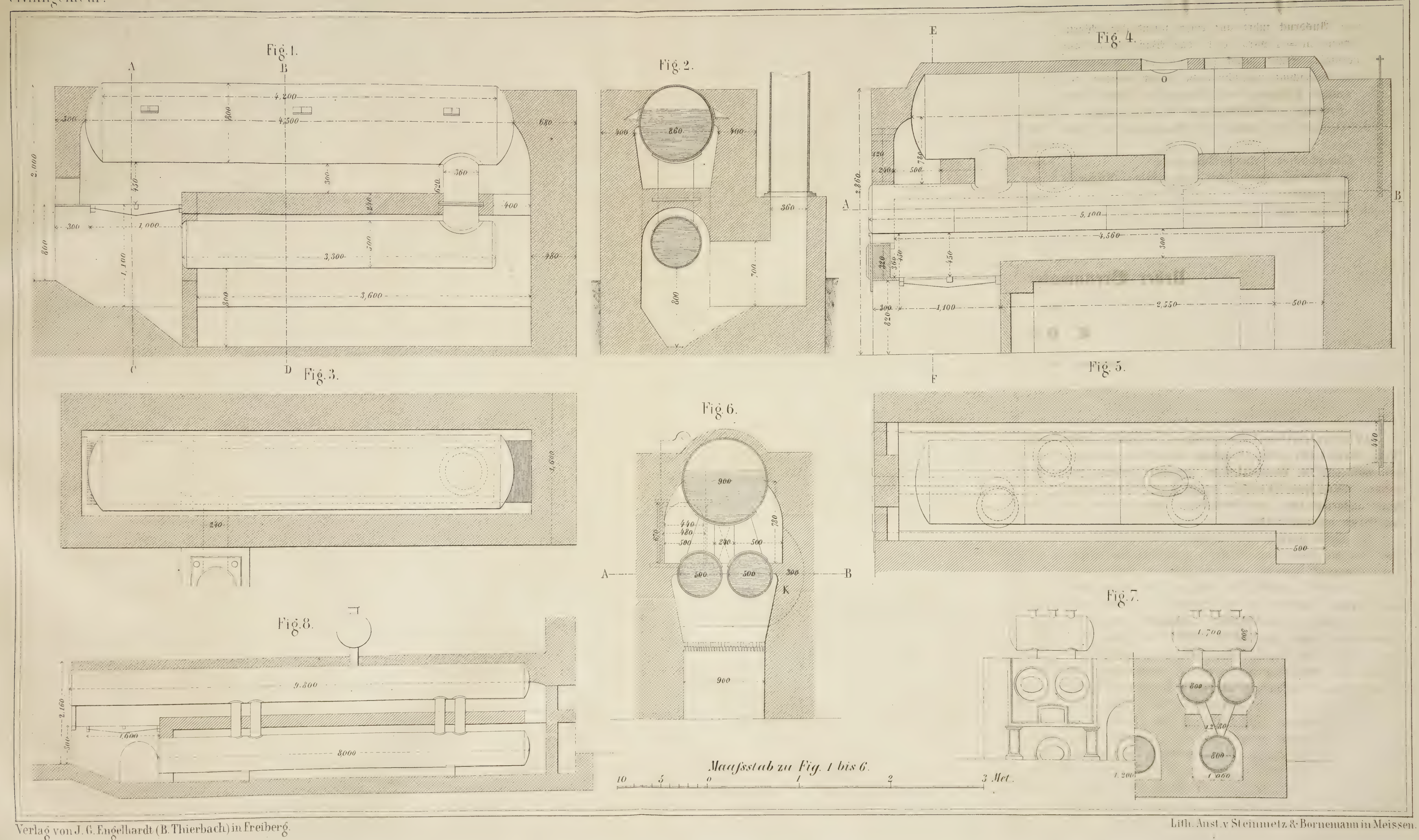
Bisweilen ist der Rost geneigt, was man z. B. bei Holzfeuerung thun würde.

Als Heizfläche kann man hier ansehen: die halbe Kesselfläche und $\frac{5}{6}$ von der Oberfläche der Sieder, wobei natürlich nur die freiliegende Länge in Ansatz kommen kann. Man hat also im vorliegenden Falle $\frac{3{,}14 . 0{,}9 . 4{,}4}{2} = 6{,}2$ Quadratmeter Heizfläche am Kessel und $2 . \frac{5}{6} . 3{,}14 . 0{,}5 . 4{,}56 = 11{,}93$ Quadratmeter Heizfläche an den beiden Siederohren, zusammen 18,03 Quadratmeter, was für eine 15-pferdige Expansions- und Condensationsdampfmaschine genügen dürfte. Indessen findet sich die oben ausgesprochene Ansicht, daß man 1,5 Quadratmeter Heizfläche pro Pferdekraft annehmen solle, auch hier bestätigt, da der dargestellte Dampfkessel keinen genügenden Dampfraum enthält. Der Inhalt des Dampfraumes beträgt nämlich ungefähr

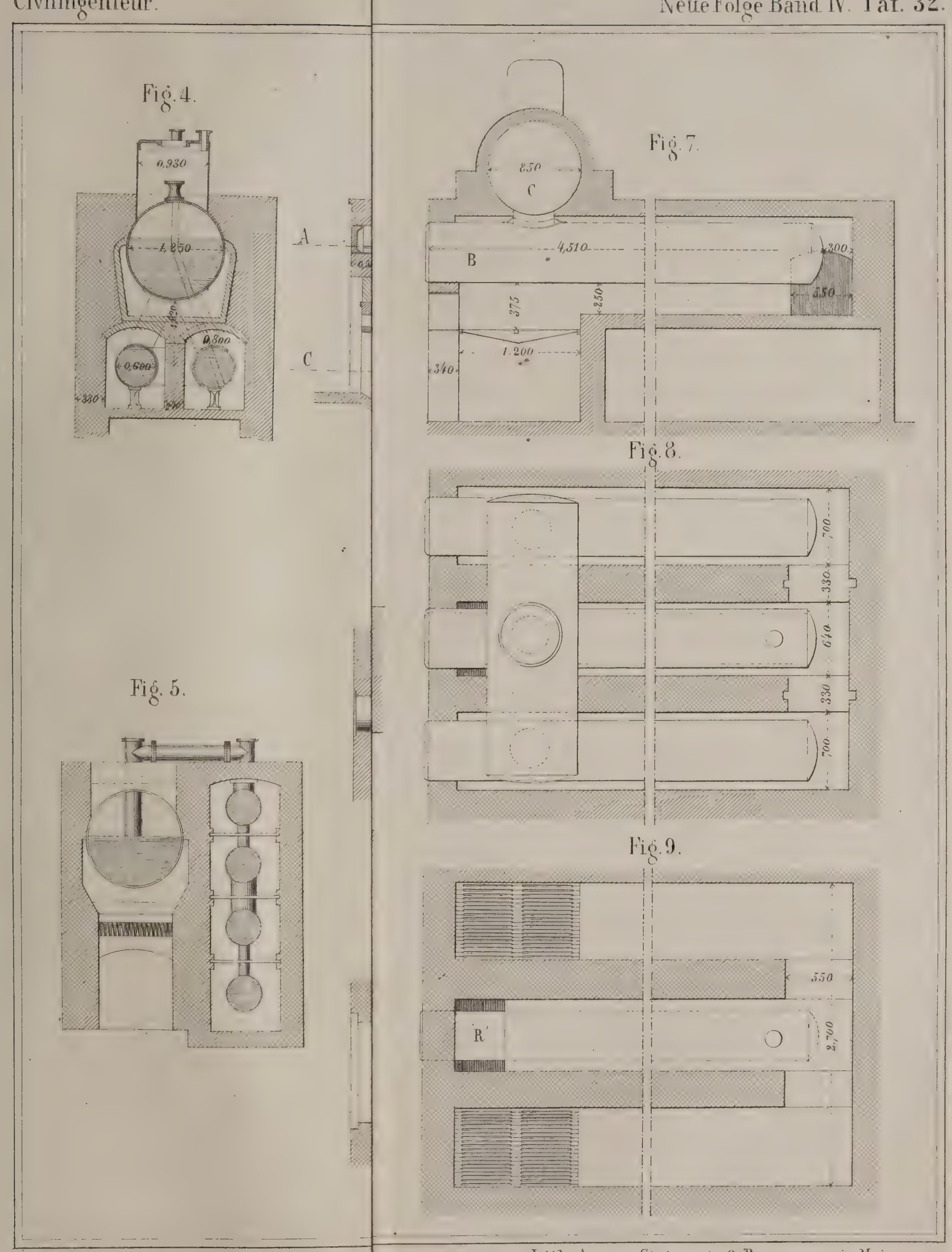
$$\frac{1}{3} . 3{,}14 . \left(\frac{0{,}9}{2}\right)^2 . 4{,}4 = 0{,}93 \text{ Cubikmeter},$$



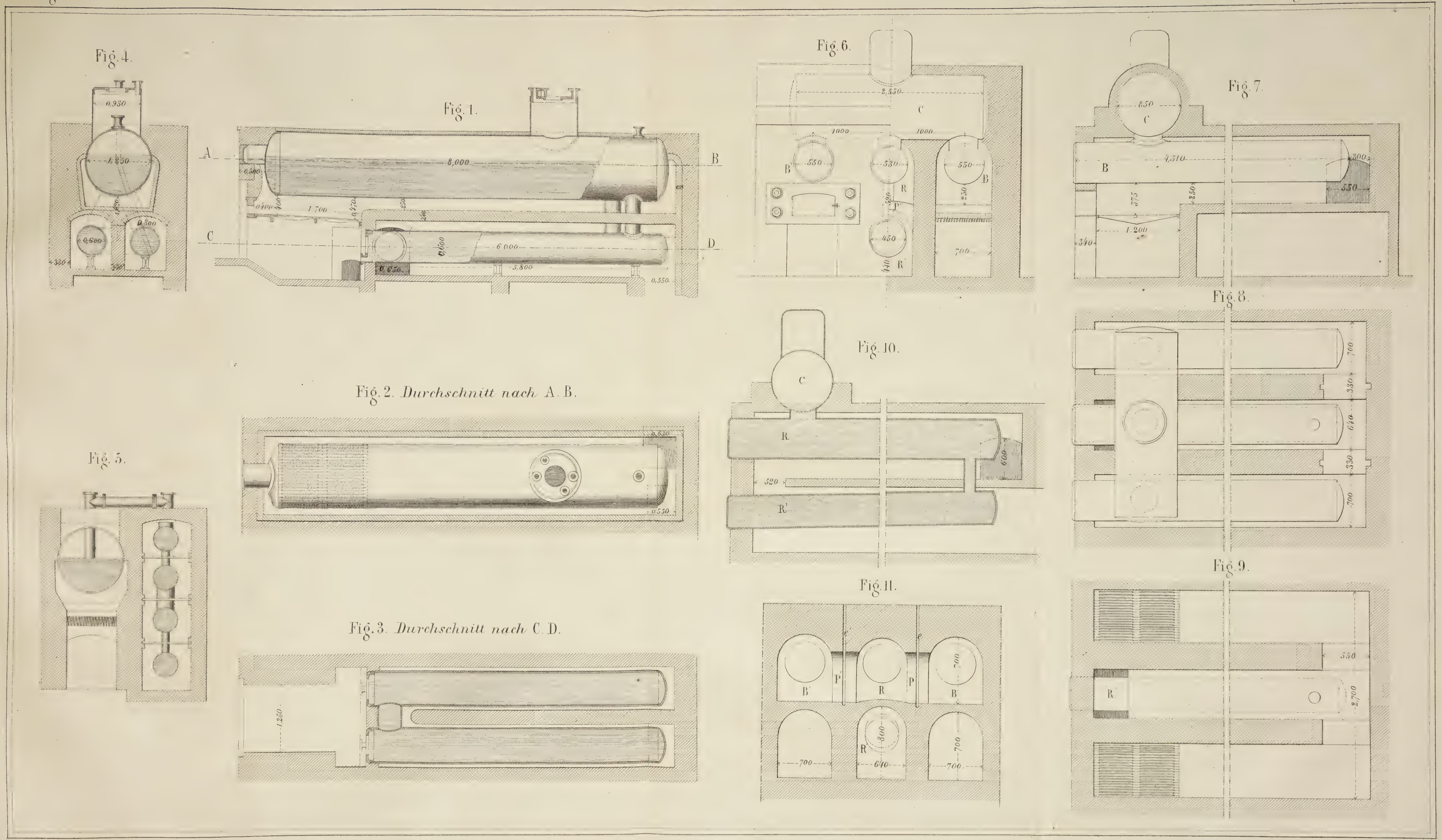
 Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

oder 62 Liter pro Pferdekraft, während man 200 Liter pro Pferdekraft bedarf, und es läßt sich sonach selbst durch einen Mannshut nicht der genügende Inhalt*) erzielen.

Hierin liegt der große Nachtheil der Siederohrkessel, und um demselben abzuhelfen, sieht man sich genöthigt, entweder weit größere Kesseldimensionen anzuwenden, oder ein besonderes Dampfreservoir, d. h. einen kleineren, über den zusammengehörigen Kesseln anzubringenden und gut zu verwahrenden Cylinder zur Aufsammlung der erzeugten Dämpfe herzustellen. Die vorzugsweise Anwendung von Siederohrkesseln ist vielleicht mit Schuld daran, daß so viele Kessel eine so beklagenswerth niedrige Dampfproduction von 4 bis 5 Kilogrammen Dampf pro Kilogramm Steinkohle zeigen, während andere Kessel 7, 8 und 9 Kilogramme Dampf produciren und dio theoretische Production sogar 11 Kilogramme beträgt.

Ein anderer Nachtheil der Siederohrkessel besteht darin, daß die Sieder, welche den untersten Raum des Kessels bilden, den größten Theil der Niederschläge aufnehmen und daß diese Niederschläge an den vorzugsweise stark erhitzten Wänden der Sieder sehr fest haften, weil der Kesselstein um so fester wird, je größer die Hitze der Kesselwand ist. Aus diesem Grunde ist denn auch dieses System von Kesseln jetzt fast allgemein durch die Kessel mit Vorwärmerohren verdrängt worden.

*) Für die Heizfläche dieser Art von Kesseln kann man die Formel

$$S = \frac{\pi}{2} DL + \frac{5}{3} \cdot \pi dl$$

aufstellen, wenn D und L den Durchmesser und die Länge des großen Kessels, d und l dieselben Dimensionen für die beiden Sieder bedeuten. Für den Dampfraum hat man dagegen

$$V = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi D^2}{4} L,$$

und es ergiebt sich sonach:

$$\frac{V}{S} = \frac{0,26\, D^2 L}{1,57\, DL + 2,62\, dl},$$

und wenn $d' = \frac{D}{2}$, $l = L$ angenommen werden,

$$\frac{V}{S} = 0,09\, D.$$

Soll nun $V = 0,2$ Cubikmeter und $S = 1,5$ Quadratmeter pro Pferdekraft sein, so müßte $\frac{V}{S} = 0,133$ oder $D = 1,48$ Meter sein. Setzt man noch einen Mannshut mit einem Durchmesser und einer Höhe $= \frac{2}{3} D$ auf, so vermehrt sich V ungefähr auf

$$V = 0,26\, D^2 (L + D), \text{ und es wird}$$

$$\frac{V}{S} = 0,09 \left(1 + \frac{D}{L}\right) L,$$

oder mindestens $= 0,1\, D$, woraus $D = 1,33$ Meter folgt. Setzt man aber $d = \frac{D}{3}$ und $l = L$, so wird $\frac{V}{S} = 0,11\, D$, oder bei Anwendung eines Domes $= 0,12\, D$, folglich $D = 1,1$ Meter. Man müßte also den Kesseln 1,1 bis 1,2 Meter Durchmesser, den Siedern 0,4 Meter Durchmesser geben, um gute Verhältnisse zu erlangen, Letztere werden aber dann so eng, daß ihre Reinigung Schwierigkeiten macht.

Was schließlich noch den Ofen des auf Tafel 31 dargestellten Kessels anlangt, so ist derselbe sehr reichlich dimensionirt. Die Rostfläche beträgt 99 Quadratdecimeter oder 6,6 Quadratdecimeter pro Pferdekraft und der Querschnitt des unteren Zuges 40 resp. 2,67, derjenige der Seitenzüge 27 resp. 1,8 Quadratdecimeter.

Kessel mit Vorwärmern. — Diese Art von Kesseln ist schon lange in Gebrauch, ist aber nicht als ein besonderes System von Kesseln angesehen worden, sondern nur gewissermaßen zufällig entstanden, indem man einfachen Cylinderkesseln oder Kesseln mit Siedern ein oder mehrere von den abziehenden Gasen bestrichene Vorwärmerohre beifügte, jenachdem man Platz und Gelegenheit hatte. Erst Farcot hat den hohen Werth dieser Einrichtung erkannt und sie systematisch ausgebeutet. Figur 5 auf Tafel 32 stellt nach dem „Guide du Chauffeur“, von Grouvelle und Jaunez, einen solchen Farcot'schen Kessel im Durchschnitt dar.

Der Kessel selbst liegt über dem Roste und die Vorwärmer liegen in übereinander hingeführten Seitenzügen, sind unter einander durch blecherne Hosen verbunden und communiciren mit dem Kessel durch ein auf dem obersten Rohre aufgesetztes weites gußeisernes Rohr. Diese letztere Einrichtung scheint mir sehr fehlerhaft, denn der Dampf, welcher sich in großer Menge im ersten Vorwärmerohre entwickeln wird, kann nicht ohne Erzeugung eines heftigen Aufwallens im Wasser des Kessels nach Letzterem abziehen.

Gegenwärtig wendet man gewöhnlich weniger complicirte und zweckmäßigere Einrichtungen an, z. B. Fig. 1 bis 3, Tafel 31 zeigen eine sehr einfache Einrichtung eines Kessels mit einem Vorwärmer, welche man bei schwächeren Dampfmaschinen mit Vortheil anwendet.

Das Vorwärmerohr, welches unter dem Kessel liegt, ist in Folge dessen ungefähr um die Rostlänge kürzer, als der Kessel; es steht mit Letzterem durch eine aus 2 Stücken bestehende Hose in Verbindung, deren Flansche im Mauerwerk liegt, um gegen das Feuer geschützt zu sein. Man erlangt auf diese Weise die Bequemlichkeit, den Kessel oder Vorwärmer für sich aus dem Ofen nehmen zu können, ohne den Ofen ganz zerstören zu müssen, ja man kann sogar zur Noth mit dem Kessel fort arbeiten, während der Vorwärmer in Reparatur ist. Die Speisung erfolgt durch den Vorwärmer an dessen vorderem Ende oder allgemein auf demjenigen Ende, welches nicht mit dem Kessel verbunden ist, und an welchem die Feuergase abziehen. Letzterer Punkt ist besonders hervorzuheben, indem es ganz logisch ist, die Speisung so einzurichten, daß das Wasser sich gewissermaßen den Gasen entgegen bewegt. Weil nämlich der Feuerstrom in den Zügen dem Wasser im Kessel um so mehr Wärme abtreten muß, je größer die Temperaturunterschiede auf der inneren und äußeren Seite des Kessels sind, so kann man den Wärmeverlust dadurch, daß man die abziehenden Gase

mit dem kältesten Wasser in Berührung bringt, am meisten herabziehen. Hat das Kesselwasser an dem Ende des Vorwärmers, wo gespeist wird, eine Temperatur von 50 Grad, und ist die Temperatur der in die Esse abziehenden Gase 300 Grad, so geben sie an dieses Wasser eine Wärmemenge ab, welche der Differenz von 300 — 50 = 250 Graden proportional ist, streichen die Gase aber zuletzt an einem Kessel hin, dessen Wasserinhalt eine Temperatur von 150° besitzt (wie bei Kesseln mit Siedern, wo die abziehenden Gase zuletzt am Kessel hinstreichen), so geben sie auch nur eine Wärmemenge ab, welche der Differenz von 300 — 150 = 150° proportional ist.

Außerdem gewährt diese Speisungsmethode noch einen anderen Vortheil. Weil nämlich das Speisewasser nicht eher in den Kessel gelangt, als bis es im Vorwärmer bedeutend erwärmt worden ist, so wird hierdurch die bedeutende Abkühlung des Wassers und entsprechende Abnahme der Dampfspannung vermieden, welche beim directen Speisen in den Kessel stattfindet. Endlich ist auch die Lage dieser Vorwärmer in Bezug auf die Reinigung der Kessel sehr wichtig, indem sich wesentlich in diesem unteren Theile des Kessels die im Wasser schwimmenden Schlammtheile ansammeln, aber wegen der geringeren Hitze der Blechwand weniger feste Incrustationen, oder bloße schlammige Niederschläge bilden, welche man leicht auskehren, oder durch Ablassen des Wassers durch einen Hahn am Vorwärmer entfernen kann.

Der dargestellte Kessel ist für eine achtpferdige Dampfmaschine mit Condensation und Expansion bestimmt. Berechnet man die Heizfläche, so wie bei den Kesseln mit Siedern, indem man die ganze Oberfläche des Vorwärmers zur halben Oberfläche des Kessels addirt, so erhält man 10,5 Quadratmeter, oder 1,3 Quadratmeter pro Pferdekraft. Rost und Züge sind gut proportionirt, der untere Zug hat sogar einen größeren Querschnitt, als nöthig, indem dabei auf die Bequemlichkeit des Ausräumens Rücksicht genommen ist. In dieser Beziehung findet zwischen den Kesseln mit Siedern und denen mit Vorwärmern ein wesentlicher Unterschied statt. Bei Ersteren, wo die Flamme erst unter den Siedern hinstreicht und dann durch einen Zug nach oben unter den Kessel geführt wird, fallen bei dieser aufsteigenden Bewegung viele mitgerissene Aschen- und Schlackentheilchen nieder und können in einem am hinteren Ende des Ofens angebrachten Loche gesammelt werden; bei den Kesseln mit Vorwärmern aber werden die Aschentheilchen mit der Flamme in den unteren Canal hinabgeführt und sammeln sich in diesem an, weshalb man ihm eine passende Form geben muß, wie bei Figur 1 und 2 ersichtlich ist. Auch der Aschenraum ist bei dieser Construction zweckmäßig eingerichtet, indem man aus demselben bequem in den unteren Zug gelangen kann, welcher blos durch eine Wand von einer halben Ziegelstärke davon getrennt ist. Je nach Umständen wird man diesen Zugang auch noch bequemer am hinteren Ende des Ofens anbringen können.

Stärkere Kessel werden mit zwei Vorwärmern versehen, wie es in Figur 1 bis 4, Tafel 32, gezeigt wird. Diese Einrichtung soll nicht als zweckmäßiger empfohlen werden, sie ist vielmehr nur dargestellt worden, weil die meisten Dimensionen dabei zweckmäßig gewählt sind und die vorhandenen Mängel leicht beseitigt werden können. Bei derselben liegen die Vorwärmer horizontal, sind untereinander durch eine am vorderen Ende angebrachte weite Röhre verbunden und communiciren mit dem Kessel durch zwei Hosen am hinteren Ende. Die Flamme geht zunächst unter dem Kessel nach hinten, senkt sich sodann durch eine Oeffnung auf der einen Seite nach unten, zieht unter dem einen Vorwärmer nach vorn und gelangt durch eine seitliche Oeffnung in der Scheidemauer am vorderen Ende unter den zweiten Vorwärmer, um nach hinten abzuziehen. In letzteren Vorwärmer tritt das Speisewasser. Beide Rohre sind mit Ablaßhähnen versehen.

Als fehlerhaft möchten wir die horizontale Lage der Vorwärmer und die Verbindung des letzten Vorwärmers mit dem Kessel bezeichnen. Denn in Folge der horizontalen Lage können sich Dämpfe ansammeln, welche nur schwierig in den Kessel gelangen können. Es bilden sich dann Ausbauchungen an den Röhren, worunter das Blech sehr leidet, und man kann diesen Beschädigungen nur dadurch abhelfen, daß man gekrümmte Röhren durch die Hosen einführt, welche bis an die Stelle dieser Ausbauchungen reichen. Die Verbindung zwischen dem zweiten Vorwärmer und dem Kessel ist ebenfalls hierdurch geboten, damit der darin gebildete Dampf hierdurch entweichen könne. Allein diese Verbindung neutralisirt einen wesentlichen Vortheil dieses Dampfkesselsystemes, weil nunmehr das Speisewasser in den Kessel gelangen kann, ehe es die beiden Vorwärmer durchlaufen hat. Das unruhige Aufwallen des Wassers hat nämlich zur Folge, daß ein Theil des Speisewassers, welches gerade unter dieser Hose eingepumpt wird, in den Kessel eintritt.

Man kann die erwähnten beiden Nachtheile sehr leicht beseitigen und diesen Kesseln die eigentliche Natur der Kessel mit Vorwärmern wieder geben, wenn man den ersten Vorwärmer von hinten nach vorn, den zweiten von vorn nach hinten neigt und nur den ersten Vorwärmer an seinem hinteren Ende mit dem Kessel verbindet. Die beiden Vorwärmer stellen dann gewissermaßen zwei Zweige eines Schlangenrohres dar, welches nach dem Kessel aufsteigt, und der im zweiten Vorwärmer gebildete Dampf gelangt durch den ersten nach dem Kessel, eben so wie das am hintersten Ende des zweiten Vorwärmers eintretende Speisewasser auf diesem Wege nach allmäliger Erwärmung in den Kessel gelangt. Die Neigung braucht nur gering zu sein, etwa

1 Centimeter pro Meter Länge. Am tiefsten Ende bringt man auch einen Ablaßhahn an.

Derartige Kessel können in Bezug auf die Vertheilung der Heizfläche und die Leichtigkeit der Unterhaltung zu den besten Einrichtungen gerechnet werden; in Bezug auf die Größe des Wasser- und Dampfraumes stehen sie den Siederohrkesseln gleich. Sie haben also stets einen genügenden Wasserraum, müssen aber zur Vergrößerung des etwas kleinen Dampfraumes Dome erhalten.

Auf Tafel 31 und 32 sind zwei besondere Einrichtungen von Kesseln mit Vorwärmern dargestellt, wovon die in Figur 6 bis 11 dargestellte besonders hervorgehoben zu werden verdient. Hier sind zwei Siederohre B, B′ über zwei Feuerungen aufgestellt und dazwischen befinden sich zwei Vorwärmer R, R′, welche den abziehenden Gasen ausgesetzt sind. Die Gase gehen von dem Feuerraume durch die überwölbten Seitenöffnungen p, p′ in den oberen Canal und gelangen aus diesem durch die Oeffnung p″ in den unteren Canal. Die Sieder B, B′ und der obere Vorwärmer R communiciren durch kurze Hosen mit einem quer darüberliegenden Kessel C, der nur als Dampfreservoir dient, deshalb auch nur durch das heiße Mauerwerk warm gehalten wird, und nur soviel Wasser enthält, daß die Oeffnungen der Hosen bedeckt sind. Register e, e′ gestatten die Absperrung eines Sieders und Feuers, sodaß man blos mit einem Feuer zu arbeiten vermag. In diesem Falle verschließt man die Hose des betreffenden Sieders durch eine Platte.

Wenn man bei dieser wohldurchdachten Einrichtung dafür Sorge trägt, auf den beiden Rosten abwechselnd zu feuern, so erzielt man fast eine vollkommene Rauchverbrennung, indem die Gase des neu angeschürten Feuers bei ihrem Eintritt in die Züge mit den Gasen des anderen Feuers gemischt werden. Man hat gegen diese Kessel den Einwurf erhoben, daß die obere Hälfte der Sieder eine geringere Verdampfungsfähigkeit besitze; doch ist schon oben das Nöthige hierauf erwidert worden. Wir fügen noch bei, daß der dargestellte Kessel, dessen Heizfläche ungefähr 26 Quadratmeter beträgt, für eine 20-pferdige Dampfmaschine bestimmt war, daß aber gegenwärtig diese Maschine mit 25 Pferdekräften arbeitet und daß der Kessel nicht nur hierzu, sondern auch noch zu einer 600 Meter großen Dampfheizung genügende Dämpfe liefert, ob man gleich keine weitere Abänderung, als die Verlängerung der Roste von 1,1 auf 1,5 Meter Länge damit vorgenommen hat.

Bezüglich der Reinigung der Rohre ist dieser Kessel eben so bequem, als andere Kessel mit Vorwärmern, die Reinigung der Canäle ist sogar noch bequemer, denn man kann am hinteren Ende, da wo der erste Zug hinter dem Roste endigt, ein Aschenloch vorrichten, worin sich die größte Menge der fortgerissenen Asche und Schlacke ansammeln wird, so wie wir es bei den Siederkesseln angegeben haben.

Ueber die ökonomische Leistung dieser Kessel habe ich folgende Data sammeln können: bei schneller Feuerung, also unter ungünstigen Umständen, erzeugt dieser Kessel mindestens 5 Kilogramme Dampf pro Kilogramm ordinäre Steinkohle, was viele Kessel selbst bei bester Kohle und langsamer Verbrennung nicht leisten.

Ein wichtiger Vorzug dieser Kessel ist noch der, daß sie gegen eine der gewöhnlichsten Ursachen zu Kesselexplosionen, nämlich das Herabsinken des Wasserniveaus unter das Niveau der Züge, fast vollständige Sicherheit gewähren. Es müßte in der That schon ein sehr bedeutender Wassermangel eintreten, wenn nur die Oberfläche der Stutze zwischen dem Kessel und den Siedern von Wasser entblößt werden sollte. Alle von den Feuergasen bestrichenen Theile der Kessel sind voll Wasser, und das Dampfreservoir ist nur von Mauerung umgeben.

Weniger gut scheint die in Figur 7 und 8 auf Tafel 31 dargestellte Einrichtung, bei welcher zwei über demselben Roste liegende Sieder mittelst 4 Hosen einen Vorwärmer tragen. Man fügt einen zweiten Vorwärmer hinzu, wenn man zwei solcher Kessel nebeneinander stellt, und benutzt dann diesen Vorwärmer für beide Kessel gemeinschaftlich. Die beiden Sieder sind am oberen Ende mit einem kleinen Dampfreservoir versehen. Die Vorwärmer communiciren durch ein Rohr untereinander, auch muß man zwischen dem Vorwärmer im Mittel und den beiden oberen Siedern eine Verbindung herstellen, damit der Dampf aus Ersterem entweichen und sich Gleichgewicht des Druckes herstellen könne. Wenn dieses nicht vorhanden wäre, so würde sich sehr leicht ein Niveauunterschied im Wasserinhalte der beiden Kessel, welche durch ihre unteren Vorwärmer verbunden sind, herstellen. Die beiden Sieder sind nur auf der unteren Hälfte dem Feuer ausgesetzt, ihre Heizfläche wird also nicht so gut ausgenutzt, als bei dem vorher beschriebenen System von Kesseln; andererseits geben sie aber einen größeren Dampfraum. Ein wichtigerer Nachtheil dieser Art von Kesseln liegt in der solidarischen Verbindung aller Theile. Dieselbe ist von der Art, daß man keinen Theil einwechseln kann, ohne den ganzen Kessel auseinander zu nehmen, namentlich, wenn zwei nebeneinanderstehende Kessel nach Anhalten von Figur 7 vorhanden sind. In diesem Falle darf der Kesselheizer nur vergessen, die Communication der Dampfräume zu öffnen, um sehr beträchtliche Unfälle herbeizurufen; denn eine Viertel-Atmosphäre Ueberdruck ist bereits genügend, um alles Wasser aus einem Kessel in den anderen hinüber zu drücken. Die Art, wie der erste Vorwärmer an den Siedern befestigt ist, scheint auch ungünstig für die Dauer des Kessels, denn diese beiden Hosen erzeugen an zwei Stellen des Zuges Verengerungen, in welchen die Geschwindigkeit der Gase sehr beschleunigt wird, und welche für diese Röhren um so nachtheiliger sein muß, je weniger günstig die Stellung

derselben für eine rasche Abführung der darin entwickelten Dampfbläschen ist. Diese Betrachtungen und eine, allerdings vielleicht nicht ganz ausreichende praktische Prüfung bestärken meine Ueberzeugung, daß diese Art von Kesseln den vorher beschriebenen an Werth nachsteht. Wir ziehen überhaupt die in Figur 6 bis 11, Tafel 32, dargestellte Einrichtung allen anderen vor, die wir bis jetzt gesehen haben, und empfehlen sie für alle Fälle, wo die localen Verhältnisse ihre Anwendung gestatten.

(Fortsetzung folgt.)

Formänderung und Festigkeit gekrümmter Körper, insbesondere der Ringe.

Von

E. Winkler,

Civilingenieur in Dresden.

(Hierzu Tafel 33.)

Da die Ringe theils einzeln, theils in größerer Anzahl als Ketten in der Technik mannichfache Anwendung finden, so dürfte eine genauere Untersuchung ihrer Formänderung und Festigkeit nicht ohne Interesse und Nutzen sein. Eine solche ausführlichere Untersuchung ist meinem Wissen nach bis jetzt noch nicht geliefert worden. Ein Mittel hierzu bieten uns die bekannten, zuerst von Navier aufgestellten Gleichungen zur Bestimmung der Formänderung von stabförmigen Körpern mit einfach gekrümmter Axe. (Siehe: „Résumé des leçons données à l'école des ponts et chaussées sur l'application de la mécanique à l'établissement des constructions et des machines; première partie". Paris 1826. Auch ins Deutsche übersetzt von G. Westphal unter dem Titel: „Mechanik der Baukunst". Ferner: Weisbach's „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", II. Theil.)

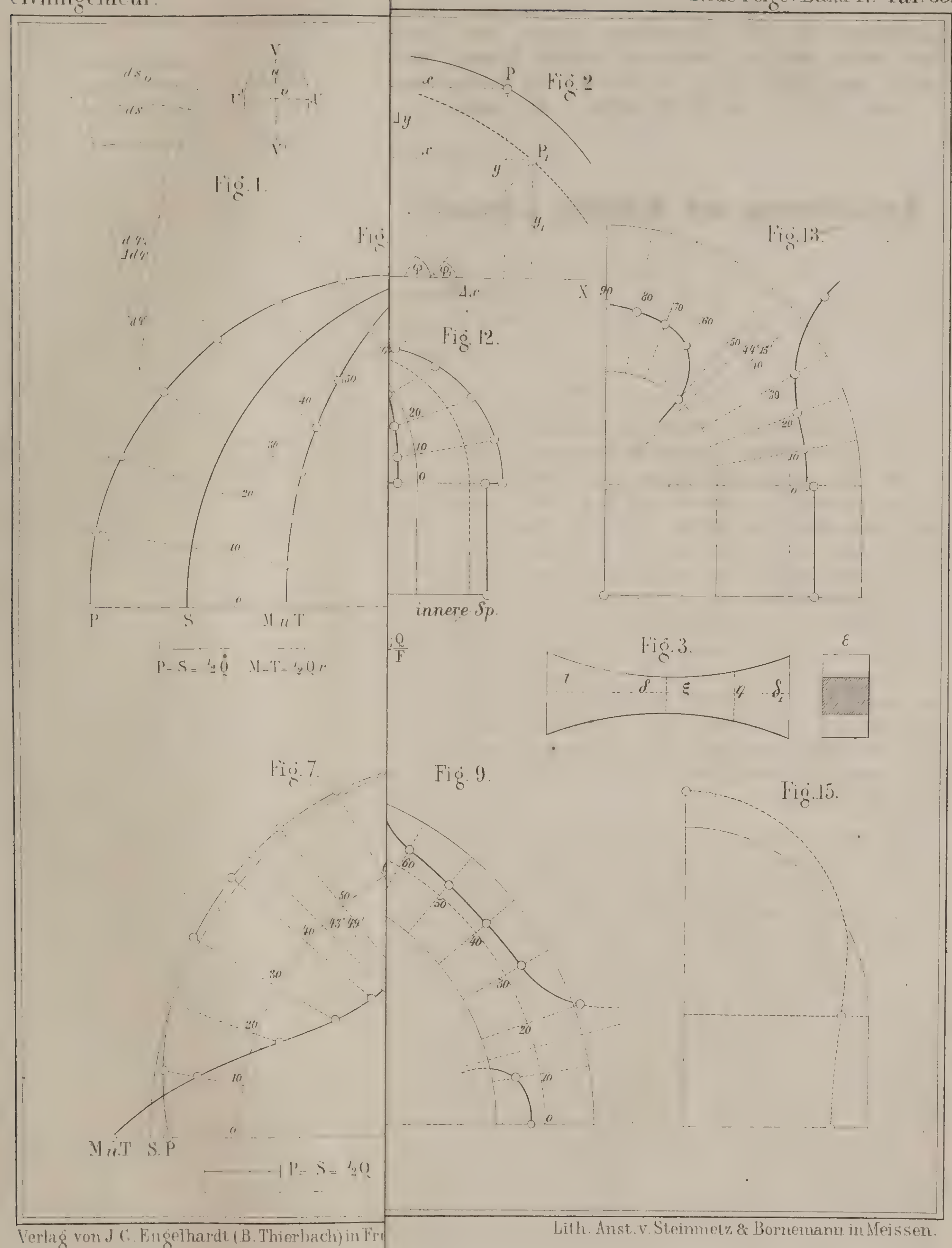
In diesen Formeln ist die von den Tangentialkräften herrührende Längenänderung der Axe des Körpers ganz vernachlässigt, obgleich dadurch, wie wir in der Folge sehen werden, oft nicht unbedeutende Fehler entstehen. Jedoch läßt sich auch diese Längenänderung der Axe in den Formeln leicht berücksichtigen, wie solches zum Theil in den von Poncelet (siehe: „Lehrbuch der Anwendung der Mechanik auf Maschinen, von J. V. Poncelet, deutsch von Dr. C. H. Schnuse", I. Band,) und Redtenbacher (siehe: Redtenbacher's „Principien des Locomotivbaues", 1855,) gelieferten Formeln geschehen ist. Jedoch sind auch diese noch einer Ergänzung fähig. Wir wollen daher zunächst die Herleitung dieser Grundformeln in etwas anderer Weise und mit Berücksichtigung der Längenänderung der Axe des Körpers angeben.

I. Allgemeine Formeln für die Formänderung und Festigkeit einfach gekrümmter, stabförmiger Körper.

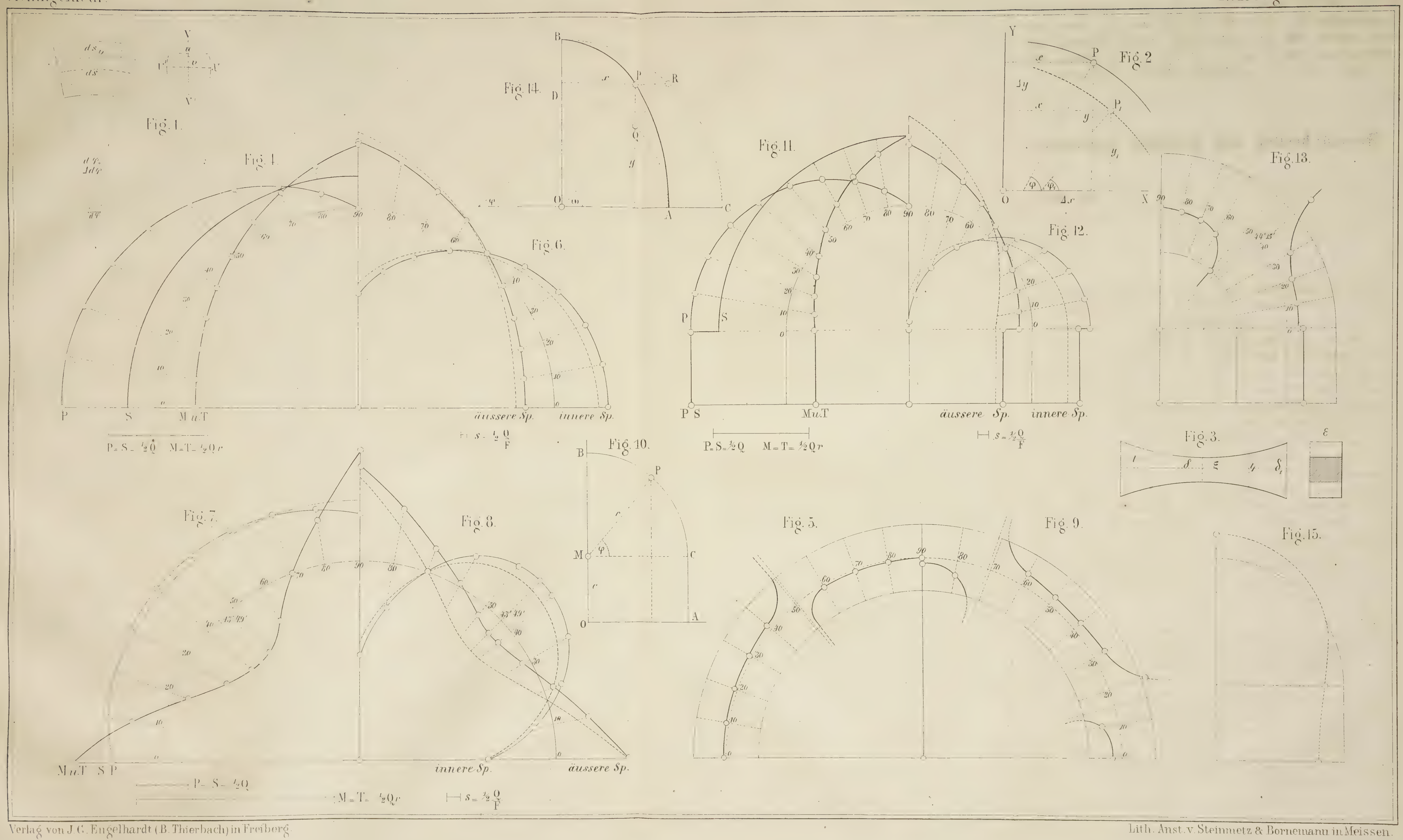
Man denke sich den Körper entstanden durch die Bewegung einer ebenen Figur, dergestalt, daß der Schwerpunkt der Figur sich auf einer bestimmten Curve bewegt und die Ebene der Figur stets senkrecht auf dieser Curve steht, während sich die Gestalt der Figur beliebig ändern kann. Die genannte Curve wollen wir die Axe des Körpers und die bewegliche Figur in einer beliebigen Lage den Querschnitt des Körpers nennen. Prismatisch wollen wir den Körper dann nennen, wenn der Querschnitt an allen Stellen derselbe ist und überall eine gleiche Lage gegen die Krümmungsebene der Axe hat. In den folgenden Untersuchungen ist stets vorausgesetzt, daß die Axe des Körpers einfach gekrümmt sei und daß sämmtliche äußere Kräfte in der Krümmungsebene wirken.

Wir untersuchen zunächst die Aenderung der gegenseitigen Lage zweier unendlich nahen Querschnitte und setzen hierbei voraus, daß die Querschnitte auch noch nach der Formänderung des Körpers eben sind, was den Versuchen nach gestattet ist. Ferner wollen wir voraussetzen, daß die Axe des Körpers bei der Formänderung nicht aus der anfänglichen Krümmungsebene heraustritt, was wiederum eine symmetrische Lage der Querschnitte gegen diese Ebene voraussetzt.

Wir denken uns den Körper zerlegt in unendlich dünne Schichten, welche der Axe des Körpers parallel sind und auf deren Krümmungsebene senkrecht stehen. Die veränderliche Breite derselben sei u und der entsprechende Abstand von der Axe v. Die Entfernung der in Rede stehenden unendlich nahen Querschnitte sei ds und die Länge einer beliebigen Schicht zwischen diesen Querschnitten ds_v. Der Winkel, welchen diese beiden Querschnitte einschließen, sei



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Fr
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freiberg.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

$d\varphi$ und der Krümmungsradius der Axe ϱ. Die Aenderungen von ds, ds_v und $d\varphi$ seien resp. $\varDelta ds$, $\varDelta ds_v$ und $\varDelta d\varphi$. Es ist dann offenbar

$$ds_v = ds + v\,d\varphi,$$
$$ds_v + \varDelta ds_v = ds + \varDelta ds + v(d\varphi + \varDelta d\varphi).$$

Die Subtraction dieser beiden Gleichungen liefert:

$$\varDelta ds_v = \varDelta ds + v \varDelta d\varphi,$$

und daher ist die relative Längenänderung der in Rede stehenden Schicht:

$$\frac{\varDelta ds_v}{ds_v} = \frac{\varDelta ds + v\varDelta d\varphi}{ds_v} = \frac{\varDelta ds + v\varDelta d\varphi}{ds + v\,d\varphi} = \frac{\varDelta ds + v\varDelta d\varphi}{ds\left(1 + \frac{v\,d\varphi}{ds}\right)},$$

oder, da $\frac{d\varphi}{ds} = \frac{1}{\varrho}$ ist:

1. $$\frac{\varDelta ds_v}{ds_v} = \frac{\varDelta ds + v\varDelta d\varphi}{ds\left(1 + \frac{v}{\varrho}\right)},$$

oder, wenn man $\frac{1}{1+\frac{v}{\varrho}}$ in eine nach Potenzen von $\frac{v}{\varrho}$ fortschreitende Reihe verwandelt:

1a. $$\frac{\varDelta ds_v}{ds_v} = \left(\frac{\varDelta ds}{ds} + \frac{v\varDelta d\varphi}{ds}\right)\left[1 - \frac{v}{\varrho} + \left(\frac{v}{\varrho}\right)^2 - \cdot + \cdots\cdots\right].$$

Da $\frac{v}{\varrho}$ meist sehr klein ist so kann man die Glieder von $\left(\frac{v}{\varrho}\right)^2$ an vernachlässigen und erhält alsdann:

$$\frac{\varDelta ds_v}{ds_v} = \left(\frac{\varDelta ds}{ds} + \frac{v\varDelta d\varphi}{ds}\right)\left(1 - \frac{v}{\varrho}\right).$$

Bekanntlich ist die Spannung proportional dem Querschnitte und sehr nahe proportional der relativen Längenänderung. Daher ist die Spannung der in Rede stehenden Schicht, wenn wir den sogenannten Elasticitätsmodul mit E bezeichnen:

$$E u\,dv \frac{\varDelta ds_v}{ds_v} = E u\,dv\left(\frac{\varDelta ds}{ds} + \frac{v\varDelta d\varphi}{ds}\right)\left(1 - \frac{v}{\varrho}\right)$$
$$= E\left[\frac{\varDelta ds}{ds} u\,dv + \left(\frac{\varDelta d\varphi}{ds} - \frac{\varDelta ds}{ds}\frac{1}{\varrho}\right) uv\,dv - \frac{\varDelta d\varphi}{ds}\frac{1}{\varrho}\, uv^2 dv\right].$$

Damit Gleichgewicht zwischen den inneren und äußeren Kräften bestehe, muß die Summe dieser in einem Querschnitte thätigen Spannungen gleich der Tangentialcomponente der an der betreffenden Stelle wirkenden äußeren Kraft und die Summe der statischen Momente dieser Spannungen, bezogen auf die Axe der u, gleich dem statischen Momente der äußeren Kraft, bezogen auf dieselbe Axe, sein. Wir wollen die Tangentialcomponente mit P und das Kraftmoment mit M bezeichnen. Dann ist hiernach:

$$P = E\left[\frac{\varDelta ds}{ds}\int u\,dv + \left(\frac{\varDelta d\varphi}{ds} - \frac{\varDelta ds}{ds}\frac{1}{\varrho}\right)\int uv\,dv - \frac{\varDelta d\varphi}{ds}\frac{1}{\varrho}\int uv^2 dv\right],$$

$$M = E\left[\frac{\varDelta ds}{ds}\int uv\,dv + \left(\frac{\varDelta d\varphi}{ds} - \frac{\varDelta ds}{ds}\frac{1}{\varrho}\right)\int uv^2 dv - \frac{\varDelta d\varphi}{ds}\frac{1}{\varrho}\int uv^3 dv\right].$$

Die Integrationsgrenzen sämmtlicher Integrale sind der größte positive und negative Werth von v. Nun aber ist, da die Axe der u Schweraxe des Querschnittes ist,

$$\int uv\,dv = 0.$$

Ferner ist $\int u\,dv$ die gesammte Querschnittsfläche und $\int uv^2 dv$ das Trägheitsmoment des Querschnittes, bezogen auf die Axe der u. Die Erstere wollen wir mit F und das Letztere mit W bezeichnen. Ist der Querschnitt symmetrisch in Beziehung auf die Axe der u, so ist auch $\int uv^3 dv = 0$; aber auch, wenn diese Symmetrie nicht stattfindet, wird $\int uv^3 dv$ so klein sein, daß wir es vernachlässigen können. Daher haben wir nun einfacher:

2. $$P = EF\frac{\varDelta ds}{ds} - EW\frac{\varDelta d\varphi}{ds}\frac{1}{\varrho},$$

3. $$M = EW\frac{\varDelta d\varphi}{ds} - EW\frac{\varDelta ds}{ds}\frac{1}{\varrho}.$$

Vernachlässiget man die zweiten Glieder, so erhält man die bekannten Formeln:

2a. $$P = EF\frac{\varDelta ds}{ds},$$

3a. $$M = EW\frac{\varDelta d\varphi}{ds}.$$

Aus 2 und 3 ergiebt sich, wenn man $\frac{W}{F} = \nu$ setzt:

$$\frac{\varDelta ds}{ds} = \frac{1}{EF}\left(P + \frac{M}{\varrho}\right)\frac{1}{1 - \frac{\nu}{\varrho^2}},$$

$$\frac{\varDelta d\varphi}{ds} = \frac{1}{EW}\left(M + \nu\frac{P}{\varrho}\right)\frac{1}{1 - \frac{\nu}{\varrho^2}};$$

oder, wenn man $\frac{1}{1-\frac{\nu}{\varrho^2}}$ in eine Reihe verwandelt und sehr kleine Glieder vernachlässigt:

4. $$\frac{\varDelta ds}{ds} = \frac{1}{EF}\left(P + \frac{M}{\varrho} + \frac{P\nu}{\varrho^2}\right) = \frac{S}{EF},$$

5. $$\frac{\varDelta d\varphi}{ds} = \frac{1}{EW}\left(M + \frac{P\nu}{\varrho} + \frac{M\nu}{\varrho^2}\right) = \frac{T}{EW},$$

wenn man
$$S = P + \frac{M}{\varrho} + \frac{P\nu}{\varrho^2},$$
$$T = M + \frac{P\nu}{\varrho} + \frac{M\nu}{\varrho^2}$$
setzt. In vielen Fällen wird man in den Werthen für S und T die dritten, in vielen sogar auch die zweiten Glieder vernachlässigen können. Im letzteren Falle ergiebt sich:

4a. $$\frac{\varDelta ds}{ds} = \frac{P}{EF},$$

5a. $$\frac{\varDelta d\varphi}{ds} = \frac{M}{EW}.$$

Diese letzteren Formeln sind unter den gemachten Voraussetzungen absolut richtig für Körper mit geradliniger Axe, können jedoch auch für Körper mit gekrümmter Axe als Näherungsformeln gelten.

Ist $M = 0$, so ist $P = \frac{\varDelta ds}{ds} \frac{EF}{1 + \frac{\nu}{\varrho^2}}$; es ist demnach P positiv oder negativ in Rechnung zu ziehen, jenachdem $\varDelta ds$ positiv oder negativ ist, d. h. jenachdem P die Axe zu verlängern oder zu verkürzen strebt. Ist ferner $P = 0$, so ist $M = \frac{\varDelta d\varphi}{ds} \frac{EW}{1 + \frac{\nu}{\varrho^2}}$; es ist demnach M positiv oder negativ in Rechnung zu ziehen, jenachdem $\varDelta d\varphi$ positiv oder negativ ist, d. h. jenachdem M den Krümmungsradius zu verkleinern oder zu vergrößern strebt.

Die Formeln 4 und 5 geben uns nun ein Mittel an die Hand, die Formänderung der Axe genauer bestimmen zu können. Wir wollen hierbei die Axe des Körpers auf ein festes rechtwinkliges Coordinatensystem beziehen. Die Länge der Axe von einem bestimmten Punkte an gerechnet, bis zum Punkte xy (Fig. 2) sei s und der Winkel, welchen die Normale in xy mit der Axe der x einschließt, φ. Die Werthe von x, y, s, φ nach der Formänderung seien x_1, y_1, s_1, φ_1 und die Aenderungen selbst $\varDelta x$, $\varDelta y$, $\varDelta s$, $\varDelta \varphi$. Dann ist $\varDelta ds = ds_1 - ds = d(s_1 - s) = d\varDelta s$, $\varDelta d\varphi = d\varphi_1 - d\varphi = d(\varphi_1 - \varphi) = d\varDelta\varphi$, mithin nach 4 und 5:
$$d\varDelta s = \frac{S}{EF} ds, \quad d\varDelta\varphi = \frac{T}{EW} ds,$$
und mithin

6. $$\varDelta s = \frac{1}{E}\int \frac{S}{F} ds,$$

7. $$\varDelta \varphi = \frac{1}{E}\int \frac{T}{W} ds.$$

Bekanntlich ist
$$d \sin\varphi = \cos\varphi\, d\varphi, \quad d\cos\varphi = -\sin\varphi\, d\varphi,$$
daher ist annähernd, da $\varDelta\varphi$ gegen φ sehr klein ist:
$$\varDelta \sin\varphi = \cos\varphi\, \varDelta\varphi, \quad \varDelta\cos\varphi = -\sin\varphi\, \varDelta\varphi,$$
oder, da $\sin\varphi = -\frac{dx}{ds}$, $\cos\varphi = \frac{dy}{ds}$ ist:
$$\varDelta\frac{dx}{ds} = -\frac{dy}{ds}\varDelta\varphi, \quad \varDelta\frac{dy}{ds} = \frac{dx}{ds}\varDelta\varphi.$$
Es ist aber
$$\varDelta\frac{dx}{ds} = \frac{dx_1}{ds_1} - \frac{dx}{ds} = \frac{dx + \varDelta dx}{ds + \varDelta ds} - \frac{dx}{ds} = \frac{dx}{ds}\frac{\frac{d\varDelta x}{dx} - \frac{d\varDelta s}{ds}}{1 + \frac{d\varDelta s}{ds}},$$
d. i. sehr nahe:
$$\varDelta\frac{dx}{ds} = \frac{d\varDelta x}{ds} - \frac{d\varDelta s}{ds}\frac{dx}{ds};$$
ebenso findet sich:
$$\varDelta\frac{dy}{ds} = \frac{\varDelta dy}{ds} - \frac{d\varDelta s}{ds}\frac{dy}{ds}.$$

Setzt man diese und die vorigen Werthe von $\varDelta\frac{dx}{ds}$ und $\varDelta\frac{dy}{ds}$ einander gleich, so ergiebt sich:
$$d\varDelta x = -\varDelta\varphi\, dy + \frac{d\varDelta s}{ds} dx,$$
$$d\varDelta y = \varDelta\varphi\, dx + \frac{d\varDelta s}{ds} dy;$$
mithin ist:

8. $$\varDelta x = -\int \varDelta\varphi\, dy + \int \frac{d\varDelta s}{ds} dx,$$

9. $$\varDelta y = \int \varDelta\varphi\, dx + \int \frac{d\varDelta s}{ds} dy.$$

Substituirt man für $\varDelta\varphi$ und $\frac{d\varDelta s}{ds}$ die oben gefundenen Werthe, so ergiebt sich:

10. $$\varDelta x = -\frac{1}{E}\iint \frac{T}{W} ds\, dy + \frac{1}{E}\int \frac{S}{F} dx,$$

11. $$\varDelta y = \frac{1}{E}\iint \frac{T}{W} ds\, dx + \frac{1}{E}\int \frac{S}{F} dy.$$

Die Doppelintegrale lassen sich durch partielle Integration in zwei einfache zerlegen. Es ist bekanntlich
$$\int f(x)\, dx = x f(x) - \int x\, df(x).$$

Wendet man diese Formel auf die Gleichungen 8 und 9 an, so ergiebt sich:

12. $$\varDelta x = -y\varDelta\varphi + \int y\, d\varDelta\varphi + \int \frac{d\varDelta s}{ds} dx,$$

13. $$\varDelta y = x\varDelta\varphi - \int x\, d\varDelta\varphi + \int \frac{d\varDelta s}{ds} dy;$$

oder, wenn man für $\varDelta\varphi$, $d\varDelta\varphi$, $\frac{d\varDelta s}{ds}$ die oben gefundenen Werthe setzt:

14. $$\varDelta x = -\frac{1}{E} y \int \frac{T}{W} ds + \frac{1}{E}\int \frac{T}{W} y\, ds + \frac{1}{E}\int \frac{S}{F} dx,$$

15. $$\varDelta y = \frac{1}{E} x \int \frac{T}{W} ds - \frac{1}{E}\int \frac{T}{W} x\, ds + \frac{1}{E}\int \frac{S}{F} dy.$$

Die letzten Glieder in den Formeln 8 bis 15 kann man, wenn es sich nur um Werthe von minder großer

Annäherung handelt, vernachlässigen. Setzt man außerdem annähernd $T = M$, so ergeben sich die bekannten Navier-schen Formeln.

Für Körper mit gradliniger Axe ist, wenn man die Axe des Körpers als Axe der x annimmt,

16. $$\Delta x = \frac{1}{E}\int \frac{P}{F}\, dx,$$

17. $$\Delta y = \frac{1}{E}\iint \frac{M}{W}\, dx^2 = \frac{1}{E} x \int \frac{M}{W}\, dx - \frac{1}{E}\int \frac{M}{W} x\, dx.$$

Für prismatische Körper ist F und W constant, und daher ist, wenn man der Kürze halber $\frac{1}{WE} = \mu$, $\frac{1}{FE} = \varkappa$ setzt:

18. $$\Delta\varphi = \mu \int T\, ds,$$

19. $$\Delta x = -\mu y \int T\, ds + \mu \int y T\, ds + \varkappa \int S\, dx,$$

20. $$\Delta y = \mu x \int T\, ds - \mu \int x T\, ds + \varkappa \int S\, ds;$$

oder mit minder großer Annäherung:

18a. $$\Delta\varphi = \mu \int M\, ds,$$

19a. $$\Delta x = -\mu y \int M\, ds + \mu \int y M\, ds,$$

20a. $$\Delta y = \mu x \int M\, ds - \mu \int x M\, ds.$$

Die relative Ausdehnung in einem Abstande v von der Axe ist nach 1, wenn man für $\frac{\Delta ds}{ds}$ und $\frac{\Delta d\varphi}{ds}$ die gefundenen Werthe substituirt:

21. $$\frac{\Delta ds_v}{ds_v} = \frac{\frac{S}{F} + \frac{Tv}{W}}{E\left(1 + \frac{v}{\varrho}\right)},$$

d. i., wenn man die Werthe von S und T einsetzt, $\frac{1}{1 + \frac{v}{\varrho}} = 1 - \frac{v}{\varrho}$ setzt und ordnet:

$$\frac{\Delta ds_v}{ds_v} = \frac{Mv}{EW}\left(1 - \frac{v}{\varrho} + \frac{W}{F\varrho v} - \frac{Wv}{F\varrho^3}\right) + \frac{P}{EF}\left(1 - \frac{v^2}{\varrho^2} + \frac{W}{F\varrho^2} - \frac{Wv}{F\varrho^3}\right).$$

Ist ϱ groß gegen v, so kann man in der ersten Parenthese das letzte Glied und in der zweiten die drei letzten Glieder vernachlässigen und erhält dadurch einfacher:

22. $$\frac{\Delta ds_v}{ds_v} = \frac{Mv}{EW}\left(1 - \frac{v}{\varrho} + \frac{\nu}{v\varrho}\right) + \frac{P}{EF}.$$

Annähernd ist

22a. $$\frac{\Delta ds_v}{ds_v} = \frac{Mv}{EW}.$$

Für Körper mit gradliniger Axe ist genau:

22b. $$\frac{\Delta ds_v}{ds_v} = \frac{Mv}{EW} + \frac{P}{EF}.$$

Nach 21 wird $\frac{\Delta ds_v}{ds_v} = 0$, wenn $\frac{S}{F} + \frac{Tv}{W} = 0$ ist. Daher ist der Abstand der sogenannten neutralen Schicht von der Schwerpunktsaxe des Körpers:

23. $$v_0 = -\frac{W}{F} \cdot \frac{S}{T}.$$

Setzt man für S und T ihre Werthe und vernachlässigt dabei sehr kleine Glieder, so ergiebt sich:

24. $$v_0 = -\frac{W}{F} \cdot \frac{P}{M}\left[1 + \frac{M}{P\varrho} - \frac{W}{F\varrho^2}\left(1 + \frac{M}{P\varrho} + \frac{P\varrho}{M}\right)\right],$$

oder, wenn man auch noch die letzten Glieder vernachlässiget:

25. $$v_0 = -\frac{W}{F}\left(\frac{P}{M} + \frac{1}{\varrho}\right).$$

Den größten positiven oder negativen Werth erreicht $\frac{\Delta ds_v}{ds_v}$, für den größten positiven oder negativen Werth von v. Sind die beiden letzteren Werthe einander gleich, wie es bei den in Rede stehenden Ringen stets der Fall ist, so ist nach 21 die größte in einem Querschnitte stattfindende positive und negative Spannung s pro Flächeneinheit, wenn man das Maximum von v mit e bezeichnet:

26. $$s = \frac{\frac{S}{F} \pm \frac{Te}{W}}{1 \pm \frac{e}{\varrho}},$$

oder annähernd nach 22.

27. $$s = \pm \frac{Me}{W}\left(1 \mp \frac{e}{\varrho} \pm \frac{\nu}{e\varrho}\right) + \frac{P}{F}.$$

Für einen kreisförmigen Querschnitt mit dem Durchmesser d ist hiernach:

28. $$s = \pm \frac{32M}{\pi d^3}\left(1 \mp \frac{3}{8}\frac{d}{\varrho}\right) + \frac{4P}{\pi d^2},$$

und für einen rechteckigen Querschnitt mit der Höhe h und der Breite b:

29. $$s = \pm \frac{6M}{bh^2}\left(1 \mp \frac{7}{16}\frac{h}{\varrho}\right) + \frac{P}{Ebh}.$$

Die Formeln 26 bis 29 sind zugleich die Gleichungen zur Bestimmung der Tragkraft oder der Dimensionen des Körpers, wenn man unter s die größte zulässige positive und negative Spannung per Flächeneinheit, oder den sogenannten Sicherheitscoefficienten versteht. Ist das Material Schmiedeeisen, wie es bei Ringen meist der Fall ist, so kann man den größten zulässigen Zug und Druck als gleich annehmen. Bezeichnet man denselben unter dieser Voraus-

setzung mit K, so ist nach 26 die Gleichung zur Bestimmung der Tragkraft oder der Dimensionen:

30. $$K\left(1 \pm \frac{e}{\varrho}\right) = \frac{S}{F} \pm \frac{Te}{W},$$

der, wenn man für S und T ihre Werthe substituirt und das sehr kleine Glied $\frac{W\,P}{F^2\varrho^2}$ vernachlässigt:

31. $$\left(K - \frac{M}{F\varrho} - \frac{P}{F}\right)\left(1 \pm \frac{e}{\varrho}\right) = \pm \frac{Me}{W},$$

oder auch mit etwas geringerer Annäherung nach 27:

32. $$K = \pm \frac{Me}{W}\left(1 \mp \frac{e}{\varrho} \pm \frac{\nu}{e\varrho}\right) + \frac{P}{F}.$$

Von den beiden Werthen der rechten Seite ist der absolut größere zu nehmen. Ist ϱ sehr groß, so ist annähernd:

32a. $$K = \pm \frac{Me}{W} + \frac{P}{F}.$$

Wir wollen nun diese Formeln speciell auf Ringe anwenden. Wir setzen hierbei voraus, daß der Ring symmetrisch in Beziehung auf zwei rechtwinklige Axen ist, und wir wollen diese Symmetrieaxen als Coordinatenaxen wählen. Wir setzen ferner voraus, daß in einer dieser Axen (wir wählen hierzu die Axen der y) der Zug stattfindet und wir bezeichnen denselben mit Q. Die Componenten der wirksamen Kraft nach Richtung der Axen der x und y wollen wir mit X, Y und ihr Moment in Beziehung auf den Coordinatenanfang mit M_0 bezeichnen. Es ergiebt sich dann leicht:

33. $$P = X\sin\varphi - Y\cos\varphi,$$

34. $$M = M_0 - Xy + Yx.$$

Hierbei ist stets $Y = -\frac{1}{2}Q$. Bei Ringen ohne Quersteg ist $X = 0$, bei Ringen mit Quersteg jedoch nicht, da in Folge der Formänderung der Ring auf den Quersteg einen Druck und umgekehrt der Quersteg auf den Ring eine Reaction ausübt. Es kommt nun hauptsächlich auf die Bestimmung der Unbekannten X und M_0 an.

Bezeichnen wir die beiden Hauptthalbaxen des Ringes mit a und b und die Aenderung derselben mit $\varDelta a$ und $\varDelta b$, so ergiebt sich nach 19 und 20 unter Berücksichtigung der Bedingung, daß für $x = 0$ und $y = 0$ resp. $\varDelta x = 0$ und $\varDelta y = 0$ wird:

35. $$\varDelta a = \mu\int_0^a Ty\frac{ds}{dx}\,dx + \varkappa\int_0^a S\,dx,$$

36. $$\varDelta b = -\mu\int_0^b Tx\frac{ds}{dy}\,dy + \varkappa\int_0^b S\,dy.$$

Ferner ist nach 18, da sowohl für $x = 0$, als für $y = 0$, $\varDelta\varphi = 0$ wird:

37. $$0 = \int_0^a T\frac{ds}{dx}\,dx.$$

Bei Ringen ohne Quersteg ist $X = 0$ und daher enthält dann diese Gleichung nur die Unbekannte M_0, wenn man für P und M die Werthe 33 und 34 eingesetzt hat. Bei Ringen ohne Quersteg kann also die Gleichung 37 dazu dienen, dies unbekannte Moment M_0 zu bestimmen.

Hat der Ring dagegen einen Quersteg, so ist auch noch die Verrückung $\varDelta a$ an eine Bedingung gebunden, da $\varDelta a$ gleich der halben Zusammendrückung des Steges sein muß. Am rationellsten erscheint es, den kleinsten Querschnitt des Steges so zu wählen, daß der größte Druck pro Flächeneinheit gleich ist dem Sicherheitscoefficienten für rückwirkende Festigkeit. Berechnet man den Steg unter dieser Voraussetzung, so ergiebt sich im Vergleich zur Dicke des Ringes eine viel zu geringe Stärke des Steges, welche in Gußeisen nicht gut ausführbar sein würde. Außerdem kann die Dicke des Ringes um so schwächer sein, je stärker der Steg ist, so daß es rathsam ist, den Steg stärker zu machen, als er sich nach diesem Principe ergiebt. Am Zweckmäßigsten dürfte es sein, die Dimensionen des Steges, etwa als Theile der Dicke des Ringes im Voraus anzunehmen. Giebt man dem Stege die in Fig. 3 dargestellte Gestalt, so ist, wenn man die in der Figur angegebenen Bezeichnungen anwendet:

$$\varDelta a = -\frac{X}{E_1\delta\varepsilon}\int_0^l (1 - n\xi^2)\,d\xi = -\frac{Xl}{E_1\delta\varepsilon}\left(1 - \frac{1}{3}nl^2\right),$$

wenn man $\eta = \frac{\delta}{1 - n\xi^2}$ setzt und den Elasticitätsmodul mit E_1 bezeichnet. Nun aber ist $\delta_1 = \frac{\delta}{1 - nl^2}$, daher $n = \frac{\delta_1 - \delta}{\delta_1 l^2}$, mithin:

38. $$\varDelta a = -\frac{\delta + 2\delta_1}{3E_1\varepsilon\delta\delta_1}Xl.$$

Macht man etwa $\delta = \frac{2}{3}d$, $\delta_1 = d$, $\varepsilon = \frac{2}{3}d$, so wird

38a. $$\varDelta a = -\frac{2Xl}{E_1 d^2}.$$

Allgemein wollen wir

38b. $$\varDelta a = -\tau Xl$$

setzen. Dann ist nach 35:

39. $$-\tau Xl = \mu\int_0^a Ty\frac{ds}{dx}\,dx + \varkappa\int_0^a S\,dx.$$

Die Gleichungen 37 und 39, welche nur die Unbekannten X und M_0 enthalten, können nun dazu dienen, die letzteren zu bestimmen.

In der Regel wird τ sehr klein sein, daher hat man zur annähernden Bestimmung von X und M_0, wenn man noch $T = M$ setzt und in 39 das letzte Glied vernachlässigt:

37a. $$0 = \int_0^a M \frac{ds}{dx} dx,$$

39a. $$0 = \int_0^a M y \frac{ds}{dx} dx.$$

Wir gehen nun dazu über, diese allgemeinen Formeln auf die gebräuchlichsten Formen der Ringe anzuwenden.

II. Ring mit kreisförmiger Axe.

Der Radius der kreisförmigen Axe sei r. Dann ist $x = r\cos\varphi$, $y = r\sin\varphi$, $a = b = r$, mithin

1. $$P = X\sin\varphi - Y\cos\varphi,$$

2. $$M = M_0 - Xr\sin\varphi + Yr\cos\varphi.$$

a) Ring ohne Quersteg. Bei diesem ist $X = 0$, daher

3. $$P = -Y\cos\varphi = \frac{1}{2} Q\cos\varphi,$$

4. $$M = M_0 + Yr\cos\varphi = M_0 - \frac{1}{2} Qr\cos\varphi, \text{ daher}$$

5. $$S = \frac{M_0}{r} + \frac{1}{2}\frac{\nu}{r^2} Q\cos\varphi,$$

6. $$T = M_0\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right) - \frac{1}{2} Qr\cos\varphi.$$

Substituirt man diesen Werth für T in die Gleichung 37, so ergiebt sich zur Bestimmung von M_0

$$0 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[M_0\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right) - \frac{1}{2} Qr\cos\varphi\right] d\varphi, \text{ d. i.}$$

$$0 = M_0\pi\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right) - Qr.$$

Daher ist

7. $$M_0 = \frac{Qr}{\pi\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right)} = 0{,}3183\,\frac{Qr}{1 + \frac{\nu}{r^2}}.$$

Annähernd ist, wenn man $\frac{\nu}{r^2}$ vernachlässigt:

7a. $$M_0 = \frac{Qr}{\pi} = 0{,}3183\ Qr.$$

Für einen kreisförmigen Querschnitt ist $\nu = \frac{1}{16} d^2$, daher

7b. $$M_0 = \frac{Qr}{\pi\left(1 + \frac{1}{16}\frac{d^2}{r^2}\right)}.$$

Ist z. B. $r = 3d$, so wird $M_0 = 0{,}3161\,Qr$, was von dem Näherungswerthe $0{,}3183\ Qr$ (7a) nicht viel abweicht.

Es wird nun

3. $$P = \frac{1}{2} Q\cos\varphi,$$

8. $$M = Qr\left[\frac{1}{\pi}\left(1 - \frac{\nu}{r^2}\right) - \frac{1}{2}\cos\varphi\right],$$

9. $$S = \frac{Q}{\pi} - \frac{\nu}{r^2} Q\left(\frac{1}{\pi} + \frac{1}{2}\cos\varphi\right),$$

10. $$T = Qr\left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2}\cos\varphi\right),$$

wobei in den Werthen für M und S näherungsweise $\frac{1}{1 + \frac{\nu}{r^2}} = 1 - \frac{\nu}{r^2}$ gesetzt ist. Auf Tafel 33 sind in Fig. 4 diese Werthe graphisch dargestellt.

P erreicht sein Maximum bei $\varphi = 0$ und M bei $\varphi = 90^0$. Die Maxima selbst sind:

$$\text{Max } P = \frac{1}{2} Q,$$

$$\text{Max } M = \frac{Qr}{\pi}\left(1 - \frac{\nu}{r^2}\right) = 0{,}3183\ Qr\left(1 - \frac{\nu}{r^2}\right).$$

Nach I. 19 und 20 ergiebt sich nun, wenn man in dem letzten Gliede, was gegen das erste sehr klein ist, annähernd $S = \frac{Q}{\pi}$ setzt:

$$\varDelta a = -\mu Q r^3 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2}\cos\varphi\right)\sin\varphi\, d\varphi$$
$$+ \frac{1}{2\pi}\varkappa Q r \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin\varphi\, d\varphi,$$

$$\varDelta b = -\mu Q r^3 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2}\cos\varphi\right)\cos\varphi\, d\varphi$$
$$+ \frac{1}{2\pi}\varkappa Q r \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi\, d\varphi, \text{ d. i.}$$

11. $$\varDelta a = -\mu Q r^3\left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{4}\right) + \frac{1}{2\pi}\varkappa Q r$$
$$= -0{,}0683\,\mu Q r^3 + 0{,}1591\,\varkappa Q r,$$

12. $$\varDelta b = \mu Q r^3\left(\frac{\pi}{8} - \frac{1}{\pi}\right) + \frac{1}{2\pi}\varkappa Q r$$
$$= 0{,}0769\,\mu Q r^3 + 0{,}1591\,\varkappa Q r.$$

Bei einem kreisförmigen Querschnitte wird

13. $$\varDelta a = -1{,}3916\,\frac{Qr^3}{Ed^4} + 0{,}2026\,\frac{Qr}{Ed^2},$$

14. $$\varDelta b = 1{,}5666\,\frac{Qr^3}{Ed^4} + 0{,}2026\,\frac{Qr}{Ed^2}.$$

Ist z. B. $r = 3d$, so wird

$$\varDelta a = -(37{,}5732 - 0{,}6079)\frac{Q}{Ed} = 36{,}9653\,\frac{Q}{Ed},$$

$$\varDelta b = (42{,}2982 + 0{,}6079)\frac{Q}{Ed} = 42{,}9061\,\frac{Q}{Ed},$$

Als Abstand der neutralen Schicht von der Axe ergiebt sich nach I. 25:

15. $$v_0 = -\frac{1}{8}\left(\frac{1}{2 - \pi\cos\varphi}\right)\frac{d}{r}\,d.$$

Auf Tafel 33 ist in Fig. 5 die Lage der neutralen Schicht für $\frac{r}{d} = 3$ angegeben.

Als Maximalspannung in einem beliebigen Querschnitte ergiebt sich nach I. 28.

16. $$s = \frac{Q}{F}\frac{1}{\pi}\left(\pm 8\frac{r}{d} - 3\right) - \frac{2Q}{F}\left(\pm 2\frac{r}{d} - 1\right)\cos\varphi,$$

wobei sich das obere Vorzeichen auf die Spannung an der äußern, das untere auf die Spannung an der innern Seite des Ringes bezieht. Auf Tafel 33 sind in Fig. 6 beide Spannungen graphisch dargestellt und dabei das Verhältniß $\frac{r}{d}$ zu Grunde gelegt. Die beiden punktirten Linien geben die Spannung an, welche sich ergiebt, wenn man, wie es häufig geschieht, $s = \pm \frac{Me}{W}$ setzt.

Man findet leicht, daß die positive Spannung, oder der Zug sein Maximum bei $\varphi = 90^0$ (und zwar auf der äußern Seite) erreicht, wenn

$$\frac{r}{d} > \frac{\pi}{8 - 2\pi},$$

d. i. $r > 1{,}8299\,d$ ist, welche Bedingung aber meist erfüllt sein wird. Die negative Spannung oder der Druck erreicht das Maximum stets bei $\varphi = 90^0$. Das absolute Maximum erreicht der Druck und zwar ist dasselbe

$$\text{Max} \cdot s = -\frac{Q}{F}\frac{1}{\pi}\left(8\frac{r}{d} + 3\right),$$

und daher ist die Gleichung zur Bestimmung der Tragkraft oder der Dimensionen

17. $$K = \frac{4Q}{\pi^2 d^2}\left(8\frac{r}{d} + 3\right).$$

Hieraus ergiebt sich

18. $$Q = \frac{K\pi^2 d^2}{4\left(8\frac{r}{d} + 3\right)},$$

19. $$d = \frac{2}{\pi}\sqrt{\left(8\frac{r}{d} + 3\right)\frac{Q}{K}}.$$

Diese Formel zur Bestimmung von d ist anzuwenden, wenn das Verhältniß $\frac{r}{d}$ gegeben ist. Ist dagegen r gegeben, so kann man d zunächst annähernd durch die Formel

20. $$d = 2\sqrt[3]{\frac{4Qr}{K\pi^2}} = 1{,}3705\sqrt[3]{\frac{Qr}{K}},$$

und dann genauer durch die Formel

21. $$d = \sqrt[3]{\frac{32r + 12d}{K\pi^2}Q}$$

bestimmen. Die genaue cubische Gleichung zur Bestimmung von d in diesem Falle ist:

22. $$d^3 - \frac{10Q}{K\pi^2}d - \frac{32Qr}{K\pi^2} = 0.$$

Wenn man $r = 3d$ setzt, so ergiebt sich

$$Q = 0{,}0913852\,Kd^2,$$

$$d = 3{,}30797\sqrt{\frac{Q}{K}}.$$

b) Der Ring hat einen Quersteg. In diesem Falle wird

23. $$S = \frac{M_0}{r},$$

24. $$T = M_0\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right) - Xr\sin\varphi + Yr\cos\varphi,$$

daher sind die beiden Gleichungen zur Bestimmung von X und M_0 nach I. 37 und 39:

$$\begin{cases} 0 = \int_0^{\frac{\pi}{2}}\left[M_0\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right) - Xr\sin\varphi + Yr\cos\varphi\right]d\varphi, \\ \tau Xl = \mu r^2\int_0^{\frac{\pi}{2}}\left[M_0\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right) - Xr\sin\varphi \right. \\ \quad \left. + Yr\cos\varphi\right]\sin\varphi\,d\varphi - \varkappa M_0\int_0^{\frac{\pi}{2}}\sin\varphi\,d\varphi, \end{cases}$$

das ist:

$$\begin{cases} M_0\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right)\frac{\pi}{2} - Xr + Yr = 0, \\ M_0\,\mu r^2 - X\frac{1}{2}\left(\frac{\pi}{2}\mu r^3 - 2\tau l\right) + Y\frac{1}{2}\mu r^3 = 0. \end{cases}$$

Hieraus ergiebt sich, wenn man $Y = -\frac{1}{2}Q$ setzt:

25. $$X = \frac{4 - \pi - \pi\frac{\nu}{r^2}}{\pi^2 - 8 + \pi^2\frac{\nu}{r^2} - 4\pi\frac{\tau l}{\mu r^3}}Q,$$

26. $$M_0 = \frac{\pi - 2 - \frac{4\tau l}{\mu r^3}}{\pi^2 - 8 + \pi^2\frac{\nu}{r^2} - 4\pi\frac{\tau l}{\mu r^3}}Qr.$$

Der Kürze halber wollen wir

25a. $$X = \xi Q,$$

26a. $$M_0 = mQr$$ setzen.

Annähernd ist, wenn man die Glieder, welche $\varkappa$ und τ enthalten, vernachlässigt:

27. $$X = \frac{4 - \pi}{\pi^2 - 8}Q = 0{,}45904\,Q,$$

28. $$M_0 = \frac{\pi - 2}{\pi^2 - 8}Qr = 0{,}61061\,Qr.$$

Wählt man die oben angegebenen Verhältnisse des Steges und setzt außerdem $r = 3d$, $l = r - \frac{d}{2}$ und $E_1 = \frac{17}{29}E$, so ergiebt sich genauer:

$$X = 0{,}479895\,Q\,,$$
$$M_0 = 0{,}619519\,Qr\,,$$

Ferner ist nach I. 35 und 36:

29. $\Delta a = -\tau\xi Q l\,,$

30. $\Delta b = \left(-m + \frac{1}{2}\xi + \frac{\pi}{8}\right)\mu Q r^3\,.$

Substituirt man für X und M_0 die Näherungswerthe 27 und 28, so ergiebt sich:

29a. $\Delta a = -\tau\frac{4-\pi}{\pi^2-8}Ql = -0{,}45904\,\tau Q l\,,$

30a. $\Delta b = \frac{32+\pi^3-20\pi}{8(\pi^2-8)}\mu Q r^3 = 0{,}011663\,\mu Q r\,.$

Giebt man dem Ringe einen kreisförmigen Querschnitt und dem Stege die in I. angegebenen Verhältnisse, so ist hiernach

29b. $\Delta a = -0{,}91908\frac{Ql}{E_1 d^2}\,,$

30b. $\Delta b = 0{,}23759\frac{Qr^3}{Ed^4}\,,$

Genauer ergiebt sich für das oben gewählte Beispiel

$$\Delta a = -0{,}00149\,\mu Q r^3 = -0{,}8533\,\frac{Q}{Ed}\,,$$

$$\Delta b = -0{,}02203\,\mu Q r^3 = 12{,}1174\frac{Q}{Ed}\,.$$

Man bemerkt, daß dieser genaue Werth von Δb fast das Doppelte des Näherungswerthes 30a ist, bei welchem die mit $\varkappa$ und τ behafteten Glieder vernachlässigt sind.

Nach 1 und 32 ergeben sich nun als Werthe für P und M:

31. $P = Q\left(\xi\sin\varphi + \frac{1}{2}\cos\varphi\right),$

32. $M = Qr\left(m - \xi\sin\varphi - \frac{1}{2}\cos\varphi\right),$

oder, wenn man für ξ und m die Näherungswerthe 27 und 28 substituirt:

31a. $P = Q\,(0{,}45904\sin\varphi + 0{,}5\cos\varphi)\,,$

32a. $M = Qr\,(0{,}61061 - 0{,}45904\sin\varphi - 0{,}5\cos\varphi)\,.$

Hiernach erreicht sowohl P, als M das analytische Maximum für

$$\tan\varphi = 2\xi = \frac{8-2\pi}{\pi^2-8}\,,\ \text{d. i.}$$
$$\varphi = 42^0\,33'\,15{,}9''\,.$$

Die analytischen Maxima selbst sind $P = 0{,}67876\,Q$, $M = -0{,}06815\,Qr$. Für $\varphi = 0$ wird $P = 0{,}5\,Q$, $M = 0{,}11061\,Qr$ und für $\varphi = 90^0$ $P = 0{,}45904\,Q$ und $M = 0{,}15157\,Qr$. Daher ist das analytische Maximum von P zugleich das wirkliche, dagegen findet das analytische Maximum von M bei $\varphi = 90^0$ statt.

Für obiges Beispiel ist genauer

$$P = Q\,(0{,}479895\sin\varphi + 0{,}5\cos\varphi)\,,$$
$$M = Qr\,(0{,}619519 - 0{,}479895\sin\varphi - 0{,}5\cos\varphi)\,,$$

Hiernach erreichen P und M das analytische Maximum bei $\varphi = 43^0\,49'\,4{,}8''$. Das analytische Maximum von P ist zugleich das wirkliche, dagegen erreicht M auch hier das wirkliche Maximum bei $\varphi = 90^0$, und zwar sind die wirklichen Maxima $\text{Max}\,P = 0{,}693025\,Q$, $\text{Max}\,M = 0{,}139424\,Qr$.

Auf Tafel 33 sind in Fig. 7 diese Werthe von P und M, nebst denen von S und T graphisch dargestellt.

Nach I. 28 ist das Maximum der Spannung in einem beliebigen Querschnitte:

33. $s = \frac{Q}{F}\left[m\left(\pm 8\frac{r}{d} - 3\right) - \left(\pm 8\frac{r}{d} - 4\right)\left(\xi\sin\varphi + \frac{1}{2}\cos\varphi\right)\right].$

Das Maximum von s ist entweder bei $\varphi = 0$, oder bei $\varphi = 90^0$, oder bei $\tan\varphi = 2\xi$ zu suchen. Die entsprechenden absoluten Werthe von s sind:

$$s' = \frac{Q}{F}\left[m\left(8\frac{r}{d} \mp 3\right) - \left(4\frac{r}{d} \mp 2\right)\right],$$
$$s'' = \frac{Q}{F}\left[m\left(8\frac{r}{d} \mp 3\right) - \xi\left(8\frac{r}{d} \mp 4\right)\right],$$
$$s''' = \frac{Q}{F}\left[-m\left(8\frac{r}{d} \pm 3\right) + \left(4\frac{r}{d} \pm 2\right)\sqrt{1+4\xi^2}\right],$$

wobei sich das obere Vorzeichen auf die positive, das untere auf die negative Spannung bezieht. Hiernach erreichen sowohl die positive als die negative Spannung ihr Maximum bei $\varphi = 90^0$ und zwar erreicht die positive Spannung das absolute Maximum, wenn

$$4\xi - 3m > 0$$

ist, welche Bedingung auch stets erfüllt ist; jedoch ist der Unterschied zwischen dem Maximum der positiven und dem der negativen Spannung stets sehr gering.

Auf Tafel 33 ist in Fig. 8 für das Verhältniß $\frac{r}{d} = 3$, s graphisch dargestellt. Die punktirten Linien geben wieder die Werthe von s an, welche sich ergeben, wenn man $s = \pm\frac{Me}{W}$ setzt.

Die Gleichung zur Bestimmung der Tragkraft oder der Dimensionen des Ringes ist daher:

34. $K = \frac{4Q}{\pi d^2}\left[m\left(8\frac{r}{d} - 3\right) - \xi\left(8\frac{r}{d} - 4\right)\right],$

und hieraus ergiebt sich:

35. $Q = \frac{KF}{m\left(8\frac{r}{d} - 3\right) - \xi\left(8\frac{r}{d} - 4\right)}\,,$

36. $d = 2\sqrt{\frac{Q}{K\pi}\left[m\left(8\frac{r}{d} - 3\right) - \xi\left(8\frac{r}{d} - 4\right)\right]}\,.$

Diese letztere Gleichung zur Bestimmung von d würde man anwenden, wenn das Verhältniß $\frac{r}{d}$ gegeben ist. Ist

dagegen r gegeben, so kann man d zunächst annähernd nach der Formel:

37. $$d = 2\sqrt[3]{\frac{4Qr}{K\pi}(m-\xi)} = 4\sqrt[3]{\frac{Qr(\pi-3)}{K\pi(\pi^2-8)}} = 1{,}15551\sqrt[3]{\frac{Qr}{K}},$$

und dann genauer nach der Formel

38. $$d = \sqrt[3]{\frac{4Q}{K\pi}[m(8r-3d)-\xi(8r-4d)]}$$

berechnen, nachdem man mittels des Näherungswerthes von d die Coefficienten ξ und m berechnet hat.

Substituirt man für x und m die Näherungswerthe 27 und 28, so ergiebt sich:

35a. $$Q = 0{,}64772\frac{Kd^3}{r+0{,}00357\,d},$$

36a. $$d = 1{,}24253\sqrt{\frac{Q}{K}\left(\frac{r}{d}+0{,}00357\,d\right)}.$$

Für obiges Beispiel wird genauer:

$$Q = 0{,}62126\frac{Kd^3}{r} = 0{,}230187\,Kd^2,$$

$$d = 1{,}20337\sqrt{\frac{Qr}{Kd}} = 2{,}084296\sqrt{\frac{Q}{K}}.$$

Hiernach ist die Tragkraft dieses Ringes ungefähr 2,5 mal so groß, als die eines entsprechenden Ringes ohne Steg.

Als Abstand der neutralen Schicht von der Axe ergiebt sich nach I. 25:

49. $$v_0 = -\frac{1}{16}\left(\frac{m}{m-\xi\sin\varphi-0{,}5\cos\varphi}\right)\frac{d}{r}\,d.$$

Hiernach ist auf Tafel 33 in Fig. 9 für obiges Beispiel die Lage der neutralen Schicht construirt.

III. Ring, dessen Axe aus zwei geraden und zwei halbkreisförmigen Theilen besteht.

Wir wollen hierbei voraussetzen, daß der Ring keinen Quersteg besitzt, wie es bei diesen Ringen gewöhnlich der Fall ist. Die halbe Länge der geraden Theile (Fig. 10) sei c und der Radius der gekrümmten Theile r. Dann ist, wenn wir im geraden Theile Alles durch den Inder 1, im gekrümmten Theile Alles durch den Inder 2 bezeichnen:

1. $$P_1 = \frac{1}{2}Q, \qquad P_2 = \frac{1}{2}Q\cos\varphi,$$

2. $$M_1 = M_0 - \frac{1}{2}Qr, \qquad M_2 = M_0 - \frac{1}{2}Qr\cos\varphi.$$

Zur Bestimmung von M_0 dient wiederum die Gleichung I. 37, jedoch ist hier das Integral in zwei Theile zu zerlegen, deren Grenzen $y=0$, $y=c$ und $\varphi=0$, $\varphi=\frac{\pi}{2}$ sind. Daher ist:

$$0 = \int_0^c T_1\frac{ds_1}{dy_1}dy_1 + \int_0^{\frac{\pi}{2}} T_2\frac{ds_2}{d\varphi_2}d\varphi_2.$$

Es ist aber

$$T_1 = M_0 - \frac{1}{2}Qr, \quad T_2 = M_0\left(1+\frac{\nu}{r^2}\right) - \frac{1}{2}Qr\cos\varphi$$

und $$ds_1 = dy_1,\ ds_2 = r\,d\varphi_2,$$ daher

$$0 = \int_0^c\left(M_0-\frac{1}{2}Qr\right)dy + \int_0^{\frac{\pi}{2}}\left[M_0\left(1+\frac{\nu}{r^2}\right) - \frac{1}{2}Qr\cos\varphi\right]r\,d\varphi = M_0\left(c+\frac{\pi}{2}r+\frac{\pi}{2}\frac{\nu}{r}\right) - \frac{1}{2}Qr(c+r),$$

und daher ist

3. $$M_0 = \frac{1}{2}Qr\frac{c+r}{c+\frac{\pi}{2}r+\frac{\pi}{2}\frac{\nu}{r}},$$

oder auch, da $c+r=b$, $r=a$ ist:

3a. $$M_0 = \frac{1}{2}Qa\frac{b}{b+a\left(\frac{\pi}{2}-1\right)+\frac{\pi}{2}\frac{\nu}{a}},$$

Der Kürze halber wollen wir $M_0 = \frac{1}{2}mQr$ setzen. Dann ist

$$M_1 = -\frac{1}{2}(1-m)Qr, \qquad M_2 = \frac{1}{2}(m-\cos\varphi)Qr.$$

Passende Dimensionen erhält man, wenn man $a=\frac{5}{4}d$, $b=2d$ setzt. Für diese Verhältnisse wird:

$$M_0 = \frac{1}{2}\cdot 0{,}716324\,Qr = 0{,}447702\,Qd,$$

$$M_1 = -\frac{1}{2}\cdot 0{,}283676\,Qr = 0{,}177298\,Qd,$$

$$M_2 = \frac{1}{2}(0{,}716324-\cos\varphi)Qr.$$

Auf Tafel 33 sind in Fig. 11 P, M, S und T nach diesen Verhältnissen graphisch dargestellt.

P erreicht das Maximum für $y=0$ bis $y=c$ und zwar ist das Maximum $\frac{1}{2}Q$; dagegen erreicht M das Maximum bei allen Verhältnissen von a zu b bei $\varphi=90^0$ und zwar ist das Maximum von $M = M_0$. Im Folgenden sind die Werthe von $M_0 = \mathrm{Max}\,M$ und M_1 für einige specielle Werthe von $\frac{b}{a}$ mit Vernachlässigung des Gliedes mit r angegeben.

$\frac{b}{a}$ =	$M_0 = \text{Max}\,M$ =	M_1 =
1	$0{,}63662 \cdot \frac{1}{2} Q r$	$0{,}36338 \cdot \frac{1}{2} Q r$
$1^1/_2$	0,72436 „	0,27564 „
2	0,77796 „	0,22202 „
$2^1/_2$	0,81412 „	0,19598 „
3	0,84015 „	0,15985 „
6	$0{,}91314 \cdot \frac{1}{2} Q r$	$0{,}08688 \cdot \frac{1}{2} Q r$
∞	1,00000 „	0,00000 „

Als Aenderungen der Halbaxen und Aenderung des **x** für $y = c$, welche letztere wir mit $\varDelta a_1$ bezeichnen wollen, ergiebt sich nach I. 35, 19 und 36:

$$\varDelta a = -\mu\left(M_0 - \frac{1}{2} Q r\right)\int_0^c y\,dy - \mu r\int_0^{\frac{\pi}{2}}\left[M_0\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right) - \frac{1}{2} Q r \cos\varphi\right](c + r\sin\varphi)\,d\varphi + \varkappa M_0\int_0^{\frac{\pi}{2}}\sin\varphi\,d\varphi,$$

$$\varDelta a_1 = -\mu c\left(M_0 - \frac{1}{2} Q r\right)\int_0^c dy - \mu r\int_0^{\frac{\pi}{2}}\left[M_0\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right) - \frac{1}{2} Q r\cos\varphi\right](c + r\sin\varphi)\,d\varphi + \frac{1}{2}\varkappa Q\int_0^c dy + \varkappa M_0\int_0^{\frac{\pi}{2}}\sin\varphi\,d\varphi,$$

$$\varDelta b = -\mu r\left(M_0 - \frac{1}{2} Q r\right)\int_0^c dy - \mu r\int_0^{\frac{\pi}{2}}\left[M_0\left(1 + \frac{\nu}{r^2}\right) - \frac{1}{2} Q r\cos\varphi\right]\cos\varphi\,d\varphi + \frac{1}{2}\varkappa Q\int_0^c dy + \varkappa M_0\int_0^{\frac{\pi}{2}}\cos\varphi\,d\varphi;$$ d. i.:

4. $$\varDelta a = -\mu M_0\left(\frac{1}{2}c^2 + \frac{\pi}{2} c r + r^2 + \frac{\pi}{2}\frac{c}{r}\nu\right) + \frac{1}{4}\mu Q r (c + r)^2,$$

5. $$\varDelta a_1 = -\mu M_0\left(c^2 + \frac{\pi}{2} c r + r^2 + \frac{\pi}{2}\frac{c}{r}\nu\right) + \frac{1}{2}\mu Q r\left(c^2 + c r + \frac{1}{2} r^2\right) + \frac{1}{2}\varkappa Q c,$$

6. $$\varDelta b = -\mu M_0 (c r + r^2) + \frac{1}{2}\mu Q r^2\left(c + \frac{\pi}{4} r\right) + \frac{1}{2}\varkappa Q c.$$

Vernachlässigt man die Glieder, welche $\varkappa$ enthalten, und substituirt für M_0 den gefundenen Werth, so ergiebt sich:

7. $$\varDelta a = -\frac{1}{4}\mu Q r^2 \frac{(4-\pi) r^2 + 2 r c + (\pi - 2) c^2}{\pi r + 2 c} = -\frac{1}{4}\mu Q a^2 b\,\frac{(\pi-2) b + 2(\pi-3) a}{2 b + (\pi-2) a},$$

8. $$\varDelta a_1 = -\frac{1}{4}\mu Q r^3 \frac{(4-\pi) r + 2 c}{\pi r + 2 c} = -\frac{1}{4}\mu Q a^3 \frac{2 b - (\pi-2) a}{2 b + (\pi-2) a},$$

9. $$\varDelta b = \frac{1}{8}\mu Q r^3 \frac{(\pi^2 - 8) r + 2(3\pi - 8) c}{\pi r + 2 c} = \frac{1}{8}\mu Q a^3 \frac{2(3\pi-8) b - (\pi^2 + 6\pi - 8) a}{2 b + (\pi-2) a}.$$

Hiernach ergeben sich für einige specielle Verhältnisse von a zu b folgende Werthe von $\varDelta a$, $\varDelta a_1$ und $\varDelta b$:

$\frac{b}{a}$ =	$-\varDelta a$ =	$-\varDelta a_1$ =	$\varDelta b$ =
1	$0{,}06828\,\mu Q a^3$,	$0{,}06828\,\mu Q a^3$,	$0{,}07439\,\mu Q a^3$,
1,5	0,12941 „	0,11218 „	0,09943 „
2	0,19903 „	0,13898 „	0,11473 „
2,5	0,26162 „	0,15706 „	0,12505 „
3	0,32982 „	0,17007 „	0,13247 „
6	0,74950 „	0,20655 „	0,15330 „
∞	∞	0,25000 „	0,17810 „

Man ersieht hieraus, daß $\varDelta a_1$ stets kleiner ist, als $\varDelta a$, so daß die Axe des Ringes die in Fig. 15 dargestellte Form annimmt. Zugleich ersieht man hieraus, daß alle Verrückungen mit $\frac{b}{a}$ wachsen und daß sich dabei $\varDelta a_1$ und $\varDelta b$ bestimmten Grenzen nähern.

Für das obige Beispiel $\left(a = \frac{5}{4} d,\ b = 2 d\right)$ ergiebt sich nach den genaueren Formeln:

$$\varDelta a = -5{,}31945\,\frac{Q}{E d}, \quad \varDelta a_1 = -3{,}82598\,\frac{Q}{E d},$$

$$\varDelta b = 5{,}23782\,\frac{Q}{E d},$$

während sich nach den Näherungsformeln:

$$\varDelta a = -5{,}60769\,\frac{Q}{E d}, \quad \varDelta a_1 = -4{,}71609\,\frac{Q}{E d},$$

$$\varDelta b = 4{,}10038\,\frac{Q}{E d},$$

ergiebt.

Als Maximalspannung in irgend einem Querschnitte ergiebt sich nach I. 28:

10. $$\begin{cases} s_1 = \frac{1}{2}\frac{Q}{F}\left[1 \mp 8(1-m)\frac{a}{d}\right], \\ s_2 = \frac{1}{2}\frac{Q}{F}\left[m\left(\pm 8\frac{a}{d} - 3\right) - 4\left(\pm 2\frac{a}{d} - 1\right)\cos\varphi\right]. \end{cases}$$

Für obiges Beispiel wird

$$s_1 = \frac{1}{2}\frac{Q}{F}[1 \mp 2{,}83676]$$

$$= -0{,}91838\frac{Q}{F} \text{ und } +1{,}91838\frac{Q}{F},$$

$$s_2 = +\frac{Q}{F}(2{,}507134 - 3\cos\varphi, \text{ und}$$

$$-\frac{Q}{F}(4{,}656101 - 7\cos\varphi),$$

wonach auf Tafel 33 in Figur 12 s graphisch dargestellt ist. Die punktirten Linien geben wiederum den Werth für s an, welcher sich ergiebt, wenn man $s = \pm\frac{Me}{W}$ setzt.

Man findet leicht, daß die positive Spannung entweder bei $\varphi = 0$, oder bei $\varphi = 90^0$ ihr Maximum erreicht, je nachdem

$$\frac{d}{r} \gtrless 2(2m - 1)$$

ist. Im obigen Beispiele ist $\frac{d}{r} < 2(2m - 1)$; dasselbe wird aber auch meistentheils bei anderen Verhältnissen stattfinden, namentlich, wenn a und b viel von einander abweichen, es wird daher die positive Spannung ihr Maximum gewöhnlich bei $\varphi = 90^0$ erreichen. Die negative Spannung erreicht ihr Maximum stets bei $\varphi = 90^0$, und zwar ist dasselbe stets das absolute Maximum der Spannung. Die Gleichung zur Bestimmung der Tragkraft und der Dimensionen ist daher

11. $$K = m\left(8\frac{r}{d} + 3\right)\frac{Q}{F}$$

$$= \frac{2Q}{\pi d^2}\frac{\frac{b}{a}\left(8\frac{a}{d} + 3\right)}{\frac{\pi}{2} - 1 + \frac{b}{a} + \frac{\pi}{32}\frac{d^2}{a^2}}.$$

Hieraus ergiebt sich

12. $$Q = \frac{1}{2}K\pi d^2\frac{\frac{\pi}{2} - 1 + \frac{b}{a} + \frac{\pi}{32}\frac{d^2}{a^2}}{\frac{b}{a}\left(8\frac{a}{d} + 3\right)},$$

13. $$d = \sqrt{\frac{2Q}{\pi K}\frac{\frac{b}{a}\left(8\frac{a}{d} + 3\right)}{\frac{\pi}{2} - 1 + \frac{b}{a} + \frac{\pi}{32}\frac{d^2}{a^2}}}.$$

Diese Formel zur Bestimmung von d ist anzuwenden, wenn die Verhältnisse $\frac{b}{a}$ und $\frac{a}{d}$ gegeben sind. Ist jedoch a und b gegeben, so kann man d zunächst nach der Näherungsformel

14. $$d = 2\sqrt[3]{\frac{2Qb}{\pi K}\frac{1}{\frac{\pi}{2} - 1 + \frac{b}{a}}},$$

und dann genauer durch die Formel

15. $$d = \sqrt[3]{\frac{2Q(8a + 3d)}{\pi K}\frac{\frac{b}{a}}{\frac{\pi}{2} - 1 + \frac{b}{a} + \frac{\pi}{32}\frac{d^2}{a^2}}}$$

berechnen. Die genaue Auflösung der Gleichung 11 nach d führt auf eine Gleichung vom fünften Grade. Vernachlässigt man jedoch das kleine Glied $\frac{\pi}{32}\frac{d^2}{a^2}$, so erhält man folgende Gleichung dritten Grades:

16. $$\pi\left(\frac{\pi}{2} - 1 + \frac{b}{a}\right)Kd^3 - 6\frac{b}{a}Qd - 16bQ = 0.$$

Für das obige Beispiel $\left(a = \frac{5}{4}d,\ b = 2d\right)$ ergiebt sich

$$Q = 0{,}172835\,Kd^2,$$

$$d = 2{,}40539\sqrt{\frac{Q}{K}}.$$

Als Abstand der neutralen Schicht von der Axe ergiebt sich nach I. 25:

17. $$\left\{\begin{aligned} v_{01} &= \frac{1}{16(1-m)}\frac{d}{r}d. \\ v_{02} &= -\frac{1}{16}\frac{m}{m - \cos\varphi}\frac{d}{r}d. \end{aligned}\right.$$

Für das obige Beispiel wird hiernach:

$$v_{01} = 0{,}17626\,d,$$

$$v_{02} = -\frac{0{,}0358161}{0{,}716323 - \cos\varphi}\,d,$$

wonach auf Tafel 33 in Figur 13 die Lage der neutralen Schicht construirt ist. Bei $y = 0$ wird die neutrale Schicht wegen des Wechsels des Krümmungsradius discontinuirlich, und zwar geht bei $y = c, v_0$ von 0,17626 d in 0,12625 d über.

IV. Ring mit elliptischer Axe.

Wir setzen hierbei voraus, daß die Kraft Q in der Richtung der großen Axe wirkt, und wir haben alsdann die kleine Halbaxe a zur Axe der x und die große Halbaxe b zur Axe der y zu wählen. Construirt man den um- und eingeschriebenen Kreis BC und AD, Figur 14, zieht einen beliebigen Radius, welcher die beiden Kreise in R und Q schneidet, und legt durch R und Q Parallelen zu den Axen der x und y, so schneiden sich dieselben bekanntlich in einem Punkte P der Ellipse. Den Winkel ROC wollen wir mit w bezeichnen. Dann ist

$$x = a\cos w, \quad y = b\sin w,$$

$$\tan\varphi = -\frac{dx}{dy} = \frac{a}{b}\tan w,$$

$$\varrho = \frac{\sqrt{a^2\sin^2 w + b^2\cos^2 w}^3}{ab} = \frac{a^2}{b}\frac{\sin^3 w}{\sin^3\varphi} = \frac{b^2}{a}\frac{\cos^3 w}{\cos^3\varphi}.$$

Nach I. 33 und 34 ist:

1. $$P = X \sin\varphi - Y \cos\varphi,$$

2. $$M = M_0 - Xb \sin w + Ya \cos w.$$

Die Ausdrücke für S und T erhalten hier eine ziemlich complicirte Form, und wir wollen daher bei der Bestimmung von X und M_0 die Glieder, welche $\varkappa$ zum Coefficienten haben, vernachlässigen, da wir in den beiden vorigen Fällen gesehen haben, daß die genaueren Werthe von X und M_0 von den Näherungswerthen nicht viel abweichen. Indessen unterliegt es keinen Schwierigkeiten, genauere Formeln aufzustellen, da sämmtliche Integrale, wenn man die Wurzeln in Reihen verwandelt, von der Form $\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^m w \cos^n w \, dw$ sind.

a) Der Ring hat keinen Quersteg. Die Gleichung zur Bestimmung von M_0 ist in diesem Falle nach I. 37 a:

$$0 = \int_0^a (M_0 + Ya \cos w) \frac{ds}{dx} dx.$$

Es ist aber

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = dw \sqrt{a^2 \sin^2 w + b^2 \cos^2 w}$$
$$= b\,dw \sqrt{1 - \frac{b^2 - a^2}{b^2} \sin^2 w},$$

oder, wenn man die numerische Excentricität $\sqrt{\frac{b^2 - a^2}{b}}$ mit ε bezeichnet:

$$ds = b\,dw \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 w}.$$

Daher wird:

$$0 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} (M_0 + Ya \cos w) \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 w} \, dw.$$

Wenn man $\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 w}$ in eine nach Potenzen von $\varepsilon^2 \sin^2 w$ fortschreitende Reihe verwandelt, so ergiebt sich unter Berücksichtigung der Integralformeln:

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^n w \, dw = \frac{1 \cdot 3 \cdots (n-1)}{2 \cdot 4 \cdots n} \frac{\pi}{2}, \text{ (n gerade)},$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^n w \cos w \, dw = \frac{1}{n+1},$$

$$0 = M_0 \frac{\pi}{2} \left[1 - \left(\frac{1}{2}\right)^2 \varepsilon^2 - \left(\frac{1}{2.4}\right)^2 3\varepsilon^4 - \left(\frac{1.3}{2.4.6}\right)^2 5\varepsilon^6 - \right]$$
$$+ Ya \left[1 - \frac{1}{2}\frac{\varepsilon^2}{3} - \frac{1}{2.4}\cdot\frac{\varepsilon^4}{5} - \frac{1.3}{2.4.6}\frac{\varepsilon^6}{7} - \cdots\cdots \right].$$

Daher ist, wenn man $Y = -\frac{1}{2} Q$ setzt:

3. $$M^0 = Qa \frac{1}{\pi} \frac{1 - \frac{1}{2}\frac{\varepsilon^2}{3} - \frac{1}{2.4}\frac{\varepsilon^4}{5} - \frac{1.3}{2.4.6}\frac{\varepsilon^6}{7} - \cdots}{1 - \left(\frac{1}{2}\right)^2 \varepsilon^2 - \left(\frac{1}{2.4}\right)^2 3\varepsilon^4 - \left(\frac{1.3}{2.4.6}\right)^2 5\varepsilon^6 - \cdots}$$

Der Kürze halber wollen wir

3 a. $$M_0 = \frac{\eta}{\pi} Qa$$

setzen. Berücksichtigt man auch die Glieder, welche $\varkappa$ enthalten, so ergiebt sich der complicirtere Ausdruck:

4. $$M_0 = \frac{1 + \nu\frac{a^2}{b^4} - \frac{1}{2}\frac{\varepsilon^2}{3}\left(1 - 5.7.4\frac{\nu a^2}{b^4}\right) - \frac{1}{2.4}\frac{\varepsilon^4}{5}\left(1 - \frac{1}{6^2}5.7.9.4\frac{\nu a^2}{b^4}\right) - \frac{1.3}{2.4.6}\frac{\varepsilon^6}{7}\left(1 - \frac{1}{6^2}7.9.11.3.4\frac{\nu a^2}{b^4}\right) - \cdots}{1 - \nu\frac{a^2}{b^4} - \left(\frac{1}{2}\right)^2 \varepsilon^2 \left(1 - 5.7.4\frac{\nu a^2}{b^4}\right) - \left(\frac{1}{2.4}\right)^2 3\varepsilon^4 \left(1 - \frac{1}{6^2}5.7.9.4\frac{\nu a^2}{b^4}\right) - \cdots\cdots}$$

Es ist nun

5. $$M = Qa\left(\frac{\eta}{\pi} - \frac{1}{2}\cos w\right).$$

Das Maximum erreicht M, da stets $\frac{\mu}{\pi} > \frac{1}{4}$ ist, für jeden beliebigen Werth von ε bei $\varphi = 90^0$. Das Maximum selbst ist:

$$\text{Max}\, M = M_0 = \frac{\eta}{\pi} Qa.$$

Nach I. 35 und 36 ist nun:

$$\varDelta a = -\mu Qab^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(\frac{\eta}{\pi} - \frac{1}{2}\cos w\right) \sin w \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 w} \, dw,$$

$$\varDelta b = -\mu Qa^2 b \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(\frac{\eta}{\pi} - \frac{1}{2}\cos w\right) \sin w \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 w} \, dw.$$

Löst man $\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 w}$ in eine Reihe auf, und berücksichtiget die Integralformeln:

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^n w \, dw = \frac{2.4.6 \cdots (n-1)}{3.5.7 \cdots n}, \text{ (n ungerade.)}$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^n w \cos w = \frac{1}{n+1},$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^n w \cos^2 w = \frac{1.3.5 \cdots (n-1)}{2.4.6 \cdots (n+2)} \frac{\pi}{2}, \text{ (n gerade.)}$$

so ergiebt sich:

6. $$\varDelta a = -\mu Qab^2 \left[\frac{\eta}{\pi}\left(1 - \frac{\varepsilon^2}{3} - \frac{\varepsilon^4}{3.5} - \frac{\varepsilon^6}{5.7} - \cdots\right) - \frac{1}{4}\left(1 - \frac{\varepsilon^2}{4} - \frac{\varepsilon^4}{4.6} - \frac{3\varepsilon^6}{4.6.8} - \frac{3.5\varepsilon^8}{4.6.8.10} - \cdots\right)\right],$$

7. $$\Delta b = \mu Q a^2 b \Big[-\frac{\eta}{\pi}\Big(1-\frac{1}{2}\frac{\varepsilon^2}{3}-\frac{1}{2.4}\frac{\varepsilon^4}{5} - \frac{1.3}{2.4.6}\frac{\varepsilon^6}{7}-\ldots\Big)+\frac{\pi}{8}\Big(1-\Big(\frac{1}{2}\Big)^2\frac{\varepsilon^2}{2} - \Big(\frac{1}{2.4}\Big)^2\frac{3\,\varepsilon^4}{3}-\Big(\frac{1.3}{2.4.6}\Big)^2\frac{5\,\varepsilon^6}{4}-\ldots\Big)\Big].$$

Die vorstehenden Formeln würden ohne allen praktischen Nutzen sein, wenn man die Berechnung der Reihen in jedem speciellen Falle wiederholen müßte. Da man jedoch in der Praxis meist ähnliche Ringformen anwendet, so erhalten die Reihen einen für alle Ringe constanten Werth. Es fragt sich nun aber, welches Axenverhältniß das zweckmäßigste sei.

Damit in den Ringen kein Klemmen eintrete, ist es nöthig, daß der Radius des Querschnittes nicht größer ist, als der kleinste Krümmungsradius der inneren Ellipse. Der Letztere ist $\frac{a^2}{b}-\frac{d}{2}$ und daher ergiebt sich die Bedingung:

$$\frac{a^2}{b}-\frac{d}{2} \geqq \frac{d}{2}, \text{ oder}$$

8. $$\frac{a}{b} \geqq \frac{d}{a}.$$

Nach Redtenbacher ist $b = 1{,}8\,d$, und daher müßte $\frac{a}{b} \geqq 0{,}74$ sein. Für Ringe mit Quersteg ist nach Redtenbacher $b = 2\,d$, daher mußte hier $\frac{b}{a} \geqq 0{,}71$ sein, während Redtenbacher in beiden Fällen $\frac{a}{b} = 0{,}69$ setzt. Wir wollen für beide Fälle $\frac{a}{b} = 0{,}71$ und zwar $a = 1{,}41\,d$ und $b = 2\,d$ setzen. Dann wird $\varepsilon = 0{,}70922$, und daher:

$$\eta = \frac{1 - 0{,}0838292 - 0{,}0063245 - 0{,}0011362 - 0{,}0002778 - \ldots}{1 - 0{,}1257437 - 0{,}0118586 - 0{,}0024853 - 0{,}0006837 - \ldots}$$

Im Nenner und Zähler verschwindet die 7. Decimalstelle im 12. Gliede. Hiernach ist bis auf 6 Decimalstellen genau:

daher $$\eta = 1{,}057526,$$
$$M_0 = 0{,}33662\,Q\,a,$$
während sich nach der genaueren Formel
$$M_0 = 0{,}33516\,Q\,a \text{ ergiebt.}$$

Ferner ergiebt sich:

$$\Delta a = -0{,}05616\,\mu Q a b^2 = -6{,}4526\,\frac{Q}{Ed},$$

$$\Delta b = \quad 0{,}06711\,\mu Q a^2 b = \quad 5{,}4363\,\frac{Q}{Ed},$$

Als größte Spannung in einem beliebigen Querschnitte ergiebt sich nach I. 21:

9. $$s = \frac{4Qa}{\pi d^2}\Big(\frac{\eta}{\pi}-\frac{1}{2}\cos w\Big)\Big(\pm\frac{8}{d}-\frac{3ab}{(\sqrt{a^2\sin^2 w + b^2\cos^2 w})^3}\Big) + \frac{2Qb}{\pi d^2}\,\frac{\cos w}{(\sqrt{a^2\sin^2 w + b^2\cos^2 w})^3}.$$

Das Maximum von s findet entweder bei $w = 0$ oder bei $w = 90^0$ statt. Man findet leicht, daß das Maximum der Spannung entweder die positive Spannung bei $w = 0$, oder die negative Spannung bei $w = 90^0$ ist. Das Letztere findet statt, wenn

$$\frac{1 + 8\frac{a}{d} + 3\frac{a^2}{b^2}}{16\frac{a}{d} + 3\frac{b}{a} + 3\frac{a^2}{b^2}} > 2\,\frac{\eta}{\pi}$$

ist. Diese Bedingung ist aber bei allen praktisch zulässigen Verhältnissen erfüllt. Daher ist

$$\operatorname{Max} s = \frac{4Qa}{\pi d^2}\,\frac{\eta}{\pi}\Big(8\frac{a}{d}+3\frac{b}{a}\Big).$$

Die Gleichung zur Bestimmung der Tragkraft und der Dimensionen des Ringes ist daher

10. $$K = \frac{4Qa}{\pi d^2}\,\frac{\eta}{\pi}\Big(8\frac{a}{d}+3\frac{b}{a}\Big).$$

Hieraus ergiebt sich:

11. $$Q = \frac{K\pi d^2}{4a}\,\frac{\frac{\pi}{\eta}}{8\frac{a}{d}+3\frac{b}{a}},$$

12. $$d = \frac{2}{\pi}\sqrt{\frac{Qa}{K}\,\eta\Big(8\frac{a}{d}+3\frac{b}{a}\Big)}.$$

Diese letztere Formel dient dazu, d zu berechnen, wenn die Verhältnisse $\frac{a}{d}$ und $\frac{b}{a}$ gegeben sind. Ist jedoch a und b selbst gegeben, so kann man d zunächst annähernd nach der Formel

13. $$d = 2\sqrt[3]{\frac{4Qa^2}{K\pi}\,\frac{\eta}{\pi}},$$

und dann genauer nach der Formel

14. $$d = \sqrt[3]{\frac{4Qa}{K\pi}\,\frac{\eta}{\pi}\Big(8a + 3\frac{b}{a}d\Big)}.$$

berechnen, wenn man es nicht vorzieht, d durch directe Auflösung der cubischen Gleichung

15. $$d^3 - \frac{12Qb}{K\pi}\,\frac{\eta}{\pi}\,d - \frac{32Qa^2}{K\pi}\,\frac{\eta}{\pi} = 0$$

zu berechnen.

Für das oben gewählte Beispiel ergiebt sich

$$Q = 0{,}15092\,K\,d^2,$$
$$d = 2{,}5741\sqrt{\frac{Q}{K}}.$$

b) Der Ring hat einen Quersteg. In diesem Falle sind die beiden Gleichungen zur Bestimmung von X und M_0:

$$0 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} (M_0 - X b \sin w + Y a \cos w)\, dw \sqrt{1-\varepsilon^2 \sin^2 w},$$

$$-\tau X l = \mu b^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} (M_0 - X b \sin w + Y a \cos w) \sin w \, d w \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 w};$$

d. i.
$$0 = \alpha M_0 - \beta X b + \gamma Y a,$$
$$0 = \alpha_1 M_0 - \beta_1 X b + \gamma_1 Y a,$$

worin gesetzt ist:

16.
$$\alpha = \frac{\pi}{2}\left[1 - \left(\frac{1}{2}\right)^2 \varepsilon^2 - \left(\frac{1}{2.4}\right)^2 3\varepsilon^4 - \left(\frac{1.3}{2.4.6}\right)^2 5\varepsilon^6 - \ldots\right],$$
$$\beta = 1 - \frac{\varepsilon^2}{1.3} - \frac{\varepsilon^4}{3.5} - \frac{\varepsilon^6}{5.7} - \ldots,$$
$$\gamma = 1 - \frac{1}{2}\frac{\varepsilon^2}{3} - \frac{1}{2.4}\frac{\varepsilon^4}{5} - \frac{1.3}{2.4.6}\frac{\varepsilon^6}{7} - \ldots,$$
$$\alpha_1 = 1 - \left(\frac{1}{2}\right)^2 \varepsilon^2 - \left(\frac{1}{2.4}\right)^2 3\varepsilon^4 - \left(\frac{1.3}{2.4.6}\right)^2 5\varepsilon^6 - \ldots = \frac{2\alpha}{\pi},$$
$$\beta^1 = -\frac{\tau l}{\mu b^3} + \frac{\pi}{4}\left[1 - \left(\frac{1}{2}\right)^2 \frac{3}{2}\varepsilon^2 - \left(\frac{1}{2.4}\right)^2 \frac{3.5}{3}\varepsilon^4 - \left(\frac{1.3}{2.4.6}\right)^2 \frac{5.7}{4}\varepsilon^6 - \ldots\right],$$
$$\gamma^1 = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{1}{4}\varepsilon^2 - \frac{1}{4.6}\varepsilon^4 - \frac{1.3}{4.6.8}\varepsilon^6 - \ldots\right).$$

Aus diesen Gleichungen ergiebt sich:

17. $$X = \frac{1}{2}\frac{\alpha\gamma_1 - \alpha_1\gamma}{\alpha\beta_1 - \alpha_1\beta}\frac{a}{b} Q,$$

18. $$M_0 = \frac{1}{2}\frac{\beta\gamma_1 - \beta_1\gamma}{\alpha\beta_1 - \alpha_1\beta} Q a.$$

Der Kürze halber wollen wir

17 a. $$X = \xi Q,$$

18 a. $$M_0 = m Q a \text{ setzen.}$$

Für das oben unter a) gewählte Beispiel ergeben sich als Gleichungen zur Bestimmung von X und M_0

$$0 = 1{,}349158\, M_0 - 0{,}8103174\, X b + 0{,}9083129\, Y a,$$
$$\frac{\tau l}{\mu b^2} = 0{,}8103174\, M_0 - 0{,}6168835\, X b + 0{,}4305909\, Y a.$$

Giebt man dem Querstege die in I. angegebene Form und die Verhältnisse $\delta = \frac{2}{3} d$, $\delta_1 = d$, $\varepsilon = \frac{2}{3} d$, so wird, wenn der Steg aus Gußeisen hergestellt wird:

$$\frac{\tau l}{\mu b^3} = 0{,}00193019,$$

und daher wird die zweite Gleichung zur Bestimmung von X und M_0:

$$0 = 0{,}8103174\, M_0 - 0{,}6149533\, X b + 0{,}4305909\, Y a.$$

Hieraus ergiebt sich:

$$X = 0{,}315902\, Q,$$
$$M_0 = 0{,}605750\, Q a,$$
$$= 0{,}854107\, Q d.$$

Daher ist nun:

$$P = Q\,(0{,}315902 \sin\varphi + 0{,}5 \cos\varphi),$$
$$M = Q d\,(0{,}854107 - 0{,}631804 \sin w - 0{,}705 \cos w).$$

Das analytische Maximum erreicht sowohl P als M bei

$$\tan w = \frac{2\xi b}{a},$$

und in unserem Falle bei $w = 41^\circ\, 51'\, 57{,}3''$, oder $\varphi = 32^\circ\, 17'\, 5{,}5''$. Das analytische Maximum von P ist zugleich das wirkliche, dagegen erreicht M das wirkliche Maximum bei $\varphi = 90^\circ$, und zwar ist

$$\text{Max}\, P = 0{,}591434\, Q,$$
$$\text{Max}\, M = 0{,}222303\, Q d.$$

Als Maximalspannung für einen beliebigen Querschnitt ergiebt sich nach I. 28:

19. $$s = \frac{1}{F}\left[M\left(\pm\frac{8}{d} - \frac{3}{\varrho}\right) + P\right].$$

Das Maximum von s findet entweder für $w = 0$, $w = 90^\circ$, oder $\tan w = \frac{2\xi b}{a}$ statt. Da jedoch bei $\tan w = \frac{2\xi b}{a}$ M bedeutend kleiner ist, als bei $w = 0$ und $w = 90^\circ$, so kann das Maximum von s nur bei $\varphi = 0$, oder bei $\varphi = 90^\circ$ stattfinden. Bezeichnen wir die betreffenden Werthe von s mit s', s'', so ist:

$$s' = \frac{Q}{F}\left[\left(m - \frac{1}{2}\right)\left(\pm 8\frac{a}{d} - 3\frac{a^2}{b^2}\right) + \frac{1}{2}\right].$$
$$s'' = \frac{Q}{F}\left[\left(m - \xi\frac{b}{a}\right)\left(\pm 8\frac{a}{d} - 3\frac{b}{a}\right) + \xi\right].$$

Es läßt sich nun in jedem Falle leicht ermitteln, welcher von diesen 4 Werthen das Maximum ist. In der Regel wird die positive Spannung bei $w = 90^\circ$ das Maximum sein, und daher haben wir zur Bestimmung der Tragkraft und der Dimensionen:

20. $$K = \frac{4Q}{\pi d^2}\left[(m a - \xi b)\left(\frac{8}{d} - \frac{3b}{a^2}\right) + \xi\right], \text{ oder}$$

21. $$Q = \frac{K\pi d^2}{4\left[(m a - \xi b)\left(\frac{8}{d} - \frac{3b}{a^2}\right) + \xi\right]},$$

22. $$d = 2\sqrt{\frac{Q}{K\pi}\left[\left(m\frac{a}{d} - \xi\frac{b}{d}\right)\left(8 - 3\frac{b}{a}\frac{d}{a}\right) + \xi\right]},$$

welche letztere Formel zur Bestimmung von d anzuwenden ist, wenn die Verhältnisse $\frac{a}{b}$ und $\frac{a}{d}$ gegeben sind. Ist aber a und b selbst gegeben, so kann man d zunächst annähernd durch die Formel

23. $$d = 2\sqrt[3]{\frac{4Q}{K\pi}(m a - \xi b)}$$

und dann genauer durch die Formel

24. $$d = \sqrt[3]{\frac{4Q}{K\pi}(m a - \xi b)\left(8 - 3\frac{b}{a}\frac{d}{a}\right) + \xi d}$$

berechnen.

Für obiges Beispiel ergeben sich als positive Spannungen für $w = 0$, $w = 90^0$ und $\tan w = \frac{2\xi b}{a}$

$$1{,}640296\frac{Q}{F},\ 2{,}092972\frac{Q}{F},\ 1{,}277337\frac{Q}{F},$$

und die negativen Spannungen:

$$0{,}745416\frac{Q}{F},\ 1{,}687155\frac{Q}{F},\ 0{,}011472\frac{Q}{F}.$$

Als Formeln zur Bestimmung der Tragkraft und der Dicke ergeben sich:

$$Q = 0{,}37525\,Q\,d^2,$$

$$d = 1{,}6324\sqrt{\frac{Q}{F}}.$$

Hiernach ist die Tragkraft eines solchen Ringes 2,486 Mal größer, als die eines gleichen Ringes ohne Quersteg.

Es wäre nun noch $\varDelta b$ zu bestimmen. Nach I. 36 ist:

$$\varDelta b = -\mu Q a b \int_0^{\frac{\pi}{2}} (m a - \xi b \sin w - \frac{1}{2} a \cos w) \cos w\, d w \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 w},$$

das ist

22. $$\varDelta b = -\mu Q a^2 b \Big[m\Big(1 - \frac{1}{2}\frac{\varepsilon^2}{3} - \frac{1}{2.4}\frac{\varepsilon^4}{5} - \frac{1.3}{2.4.6}\frac{\varepsilon^6}{7} - \dots\Big) - \frac{1}{2}\xi\frac{b}{a}\Big(1 - \frac{1}{4}\varepsilon^2 - \frac{1}{4.6}\varepsilon^4 - \frac{1.3}{4.6.8}\varepsilon^6 - \dots\Big) - \frac{\pi}{8}\Big\{\Big(1 - \frac{1}{2}\Big)^2\frac{1}{2}\varepsilon^4 - \Big(\frac{1}{2.4}\Big)^2\frac{3}{3}\varepsilon^4 - \Big(\frac{1.3}{2.4.6}\Big)^2\frac{5}{4}\varepsilon^6 - \dots\Big\}\Big].$$

Die Längenänderung der Axe a ist nach I. 38 b:

26. $$\varDelta a = -\tau X l = -\tau \xi Q l.$$

Für obiges Beispiel ergiebt sich:

$$\varDelta a = -0{,}099373\,\frac{Q}{E d},$$

$$\varDelta b = \quad 2{,}2073\,\frac{Q}{E d}.$$

Hiernach ist $\varDelta b$ nur das 0,406-fache des entsprechenden Werthes bei Ringen ohne Quersteg; jedoch läßt die in IIb an der entsprechenden Stelle gemachte Wahrnehmung vermuthen, daß der genaue Werth von $\varDelta b$ noch größer ist.

Ueber die gleitende Reibung bei Eisenbahnwagenrädern.

Von

M. H. Bochet.

Nach der jetzt allgemein angenommenen Theorie der gleitenden Reibung ist der Widerstand der Reibung unabhängig von der Geschwindigkeit und der Größe der Reibungsfläche und ist blos eine Function

$$F = f P$$

von dem Drucke P zwischen den sich berührenden Flächen und der Beschaffenheit derselben, welche durch den Reibungscoefficienten f repräsentirt wird. Diese Theorie rührt von Coulomb her und wird durch die Versuche von Morin innerhalb der Grenzen dieser Versuche, bei denen die Geschwindigkeit nur wenig über 2 und 3 Meter betrug, vollkommen bestätigt, aber es entsteht die Frage, ob dieselbe für die gleitende Reibung der Eisenbahnwagenräder, bei denen die Geschwindigkeit bis zu 20 und 25 Meter wächst, auch noch anwendbar sei, und wie groß überhaupt bei solchen Rädern unter verschiedenen atmosphärischen Zuständen der Reibungscoefficient anzunehmen sei.

Ueber diese Frage können die von dem Director der Paris-Lyoner Eisenbahn, Herrn J. Poirée, im Jahre 1851 abgeführten Versuche näheren Aufschluß geben, weshalb sie nachfolgend näher betrachtet werden mögen.

Reibung der Eisenbahnwagenräder bei directer Bremsung.

Der Poirée'sche Apparat bestand in einem mehr oder weniger belasteten Waggon, welcher mittelst eines Morin'schen selbstregistrirenden Federdynamometers an die Locomotive angehängt war. Das Dynamometer gab den in jedem Augenblick stattfindenden Widerstand an, während die Beobachtung der Zeitmomente, zu welchen man bei den Telegraphenstangen vorbei fuhr, die Geschwindigkeit berechnen läßt. Jede Beobachtung wurde in einer geraden, ebenen

Bahnstrecke mit vollständig gebremsten Wagenrädern angestellt, und da der Waggon niedrig und gänzlich in einen großen Kasten mit dem Dynamometer eingeschlossen war, auch nur in windstillen Tagen beobachtet wurde, so sind die beobachteten Widerstände lediglich als der Widerstand der Reibung der Wagenräder anzusehen.

Die zuverlässigsten Ergebnisse dieser Versuche enthält nachstehende Tabelle:

Datum. — Juli 1851.	Zustand der Schienen.	Gewicht des Waggons P Kilogr.	Bemerkungen.	Nummer des Versuchs.	Länge der mit constanter Geschwindigkeit zurückgelegten Strecke Meter.	Geschwindigkeit in Metern pro Secunde.	Zugkraft F Kilogr.	Verhältniß zwischen der Kraft und Last f.
12.	trocken	3400	Die Federn waren frei und der Kasten des Waggons erfuhr beträchtliche Verticalschwankungen	1	500	4,6	710	0,209
				2	800	7,8	609	0,179
				3	300	10,0	570	0,168
				4	1600	14,3	492	0,145
14.	sehr trocken	3400	ebenso	1	300	7,9	839	0,247
				2	300	13,0	758	0,223
				3	1000	18,0	690	0,203
				4	400	22,0	637	0,187
16.	feucht	8400	desgl.	1	1000	8,8	930	0,111
				2	750	20,8	698	0,083
21.	trocken aber am Morgen feucht gewesen	3400	desgl.	1	400	6,0	704	0,207
				2	400	8,0	640	0,188
				3	450	9,2	615	0,181
				4	500	12,2	570	0,168
				5	700	20,0	465	0,137
		6450	desgl.	6	500	9,0	1092	0,169
31.	trocken	3400	die Federn waren abgefangen; der Wagenkasten zeigte keine Verticalschwankungen	1	300	7,25	700	0,206
				2	850	10,8	604	0,178
				3	950	15,7	541	0,159
				4	1300	20,0	464	0,136
Dec. 1851. 11.	trocken	3400	die Federn waren frei	1	800	8,8	581	0,171
				2	3900	15,5	469	0,138
				3	1200	20,0	426	0,125
				4	1200	22,0	381	0,112
	desgl.	7125	desgl.	5	450	5,0	1230	0,173
				6	700	9,0	1118	0,157
				7	450	16,0	962	0,135
				8	3300	19,15	850	0,119

Wenn man diese Tabelle genau durchgeht, und noch mehr, wenn man sie graphisch verzeichnet, indem man die Geschwindigkeiten als Abscissen und die Reibungscoefficienten als Ordinaten anträgt, so erkennt man, daß die entsprechenden Curven mit wachsender Geschwindigkeit sich der Abscissenaxe immer mehr nähern und mit ihrer Convexität nach ihrer Axe hin gerichtet sind.

Die vier Beobachtungen vom 14. Juli bei sehr trockenem Zustande der Schienen geben eine deutlich ausgesprochene Curve, wohingegen die 22 Beobachtungen bei mittlerer Trockenheit, von denen wenigstens 13 bei gleicher Belastung und gleichem Zustande der Federn angestellt worden sind, sich nicht wohl in eine Curve vereinigen lassen, was darin seinen Grund findet, daß der Zustand der Schienen bei diesen Versuchen nicht völlig übereinstimmend gewesen ist. Bei einer verschiedenen Aufhängung, wie sie den Versuchen vom 31. Juli zu Grunde liegt, werden Resultate erhalten, welche ebenfalls von den vorigen abweichen, jedoch nicht in höherem Grade, als diese Versuche unter sich differiren, und ebenso zeigen die Versuche vom 21. Juli mit einem 6450 Kilogramme schweren Waggon und diejenigen vom 11. December mit 7125 Kilogrammen Belastung keine so hervortretenden Abweichungen, daß ein bestimmter Einfluß des Gewichtes auf den Reibungscoefficienten dadurch nachgewiesen würde.

Es folgt also aus den Poirée'schen Versuchen, daß bei der Reibung der Eisenbahnwagenräder die Reibung ebenfalls dem Gewicht proportional ist, daß die Art der Auf-

hängung keinen wesentlichen Einfluß auf den Reibungswiderstand ausübt, daß aber der Reibungscoefficient nicht nur vom Zustande der Schienen, sondern auch von der Geschwindigkeit abhängig ist und zwar bei höheren Geschwindigkeiten niedriger wird.

Will man nun eine derartige Abhängigkeit analytisch darstellen, so hat man sich zu vergegenwärtigen, daß die Curve, welche die Beobachtungen darstellt, sich immer mehr der Abscissenaxe nähert, ohne sie zu berühren, so daß diese Axe die Asymptote der Curve bildet, und daß die Curve die Ordinatenaxe in einer gewissen Höhe durchschneidet, kurz daß die Curve einer Hyperbel mit der Gleichung

$$\frac{F}{P} = \alpha + \frac{f_0 - \alpha}{1 + \beta v}$$

am ähnlichsten zu sein scheint, wenn man unter

α den untersten Grenzwerth des Coefficienten, d. h. denjenigen Werth, welcher bei der größten Geschwindigkeit eintreten würde, unter

f_0 die Ordinate des Anfangspunktes der Curve, d. h. den obersten Grenzwerth des Coefficienten bei der geringsten Geschwindigkeit, und unter

β einen Coefficienten versteht, der (eben so wie α und f_0) wesentlich vom Zustande der Schienen abhängig ist.

Aus den Beobachtungen mit ganz trockenen Schienen erhält man nun, wenn man sie zu Dreien gruppenweise verbindet, für α, f_0 und β folgende Mittelwerthe:

$$\alpha = 0, \quad f_0 = 0{,}31, \quad \beta = 0{,}03,$$

daher wird die Formel:

$$\frac{F}{P} = \frac{0{,}31}{1 + 0{,}03 \cdot v}.$$

Berechnet man hiernach die 4 Versuche vom 14. Juli, so erhält man:

Nummer	1	2	3	4
berechneter Werth	0,251	0,223	0,201	0,187
beobachteter „	0,247	0,223	0,203	0,187
Differenz . .	+ 0,004	0,000	— 0,002	0,000

und die gefundenen ungemein geringen Differenzen sprechen sehr zu Gunsten der Richtigkeit der Formel.

Für die feuchten Schienen, auf welchen am 16. Juli zwei Versuche angestellt wurden, erhält man mit Zugrundelegung derselben Formel:

$$\frac{F}{P} = \frac{0{,}147}{1 + 0{,}037 \cdot v}.$$

Da aber zur Bestimmung der Coefficienten f_0 und β hier nur zwei Versuche benutzt werden konnten, und der Werth von β nicht sehr von demjenigen Werthe von β (0,03), welcher bei trockenen Schienen gefunden wurde, abweickt, so kann man wohl auch annehmen, daß β allgemein den Werth 0,03 besitze, und erhält dann für f_0 den Werth 0,14. Die abgeänderte Formel

$$\frac{F}{P} = \frac{0{,}14}{1 + 0{,}03 \cdot v}$$

giebt für die beiden Beobachtungen am 16. Juli

$$f = 0{,}111 \text{ und } 0{,}086,$$

was sehr wenig von den beobachteten Werthen abweicht.

Für die Schienen mit einem mittleren Trockenheitszustande sind 22 Versuche vorhanden, und wenn man hieraus unter Zugrundelegung der Formel $\frac{F}{P} = \frac{f_0}{1 + \beta v}$ und des Werthes $\beta = 0{,}03$ den Werth von f_0 berechnet, so findet man, daß derselbe zwischen 0,25 und 0,19 schwankt und kann also im Mittel setzen:

$$\frac{F}{P} = \frac{0{,}22}{1 + 0{,}03 \cdot v}.$$

Nach den vorstehend benutzten Versuchen von Poirée ergiebt sich also für den Reibungscoefficienten die Formel

$$f = \frac{f_0}{1 + 0{,}03 \cdot v},$$

worin f_0 bei ganz trockenen Schienen
den Werth 0,31
bei halb trockenen Schienen
den Werth . . . . . 0,22 (0,19 bis 0,25)
bei feuchten Schienen den
Werth . . . . . . 0,14 besitzt.

Weitere Gelegenheit zur Prüfung dieser Resultate geben Versuche der Herren Garella und Bochet, welche mit Eisenbahnzügen zu dem Zwecke angestellt wurden, um experimentell zu bestimmen, wie viel Bremswagen einem Zuge beigegeben werden müßten. Bei diesen Versuchen kannte man genau das Gewicht jedes Fahrzeugs, man bremste auf ein mit der Pfeife gegebenes Signal, schloß den Regulator der Maschine und ließ den Zug zum Stillstand kommen. Von dem Augenblicke an, wo der Zug sich in Bewegung gesetzt hatte, notirte man an einem Chronometer das Passiren vor jeder Telegraphenstange, bemerkte ebenso den Moment, wo zum Bremsen gepfiffen wurde, und denjenigen, wo der Zug still stand, und da das Profil der Bahn, sowie die Entfernung der Telegraphenstangen genau bekannt war, so hatte man alle Elemente zur graphischen Darstellung des Laufes des Zuges, wobei man die Zeiten als Abscissen und die durchlaufenen Wege als Ordinaten antrug. Man erhält bei dieser Darstellung ganz regelmäßige Curven und kann durch eine in einem beliebigen Punkte daran gezogene Tangente die jedesmalige Geschwindigkeit ableiten.

Bei diesen Versuchen stellte sich nun heraus, daß die Geschwindigkeit der Züge in den ersten zwei bis sechs

Secunden nach dem Signal zum Bremsen nicht merklich abnahm, was darin seinen Grund haben muß, daß zum Bremsen ein Zeitaufenthalt von 4 bis 5 Secunden erfordert wird, wenn die Bremser auch darauf vorbereitet sind. Man erhielt aber durch die graphische Darstellung

die Geschwindigkeit v am Anfange der verzögerten Bewegung, den während derselben durchlaufenen Weg l und die zwischen dem Moment der angehenden Verzögerung und dem totalen Stillstande verflossenen Zeit t, ferner

das Totalgewicht der bewegten Masse P und das Gewicht p der auf den gebremsten Rädern hingleitenden Masse, sowie das Verhältniß $q = \frac{p}{P}$ dieser beiden Massen, endlich war

die Zahl n der Fahrzeuge und

das Gefälle m in Millimetern pro Meter Länge bekannt.

Während der ganzen Zeit der Versuche war das Wetter still und trocken, weil aber die Versuche im November angestellt wurden, so sind die Beobachtungen zwischen 10 und 11 Uhr Vormittags als auf nicht ganz trockenen Schienen angestellt anzusehen, wogegen die Nachmittags zwischen 1 und 2 Uhr und zwischen 3 und 4 Uhr angestellten Versuche für trockene Schienen gelten können.

In der folgenden Tabelle sind diejenigen Data zusammengestellt, welche den gelungensten Versuchen zugehören.

Beobachtungsreihe und Zeit	Zustand der Schienen	Zahl der Wagen n	Totalgewicht des Zuges P Kilogr.	Versuchsnummer	Gleitendes Gewicht p Kilogr.	Verhältniß $\frac{p}{P} = q$	Neigung in Millimet. pro Met.	Anfangsgeschwindigkeit V in Metern pro Sec.	Zurückgelegter Weg beim Gleiten l Meter.	Zeit des Gleitens t Secunden.
I. Zwischen 10 und 11 Uhr Vormittags	noch ziemlich feucht vom Morgenthau	18	262,850	1	37,150	0,141	9	8,5	246	55,5
				2	62,090	0,236	9	9,9	172	32,5
				3	62,090	0,236	8	9,3	149	31,0
				4	47,420	0,180	8	9,3	211	43,0
II. Zwischen 1 und 2 Uhr Nachmittags	ziemlich trocken	13	106,570	5	25,050	0,235	9	11,25	214	36,5
				6	35,320	0,331	9	10,0	112	21,5
				7	35,320	0,331	9	11,7	149	24,5
				8	35,320	0,331	9	10,7	138	23,0
				9	35,320	0,331	8	10,8	135	22,0
				10	45,590	0,428	8	10,4	95	16,0
III. Zwischen 3 und 4 Uhr Nachmittags	trocken	9	87,340	11	37,000	0,424	8	13,5	146	20,5
				12	47,270	0,541	9	13,75	118	16,0
				13	40,020	0,459	9	16,00	190	22,5

Ehe man aus diesen Daten Weiteres über die Gesetze der Reibung folgern kann, muß man untersuchen, welchen Einfluß die rollende Reibung der nicht gebremsten Räder, die Bewegung des Mechanismus der Locomotive (ohne Dampf) und die Schwere bei der Bewegung des Zuges auf einer geneigten Ebene auf die Resultate ausgeübt haben kann.

Der Widerstand der Luft wird nach Pambour durch die Formel

$$0{,}005\,[s + 0{,}9\,(n - 1)]\,v^2$$

gemessen, worin v die Geschwindigkeit in Kilometern pro Stunde und s die Stirnfläche des Zuges in Quadratmetern bedeutet, und wenn man $3{,}6 \cdot v$ für v und 6 Quadratmeter für s einsetzt, so erhält man dafür

$$(0{,}33 + 0{,}06\,n)\,v^2.$$

Den Widerstand, welchen ein Zug mit durchgängig laufenden Rädern erzeugt, bestimmt die Windham'sche Formel in Kilogrammen auf

$$Q\,(2{,}72 + 0{,}094\,v) + 0{,}00484\,s\,v^2,$$

wenn außer den obigen Bezeichnungen Q noch das Gewicht des Zuges in Tonnen bedeutet. Wenn man nun das letzte Glied, welches den Luftwiderstand betrifft, wegläßt und für Q das Gewicht $P - p$ desjenigen Theiles des Zuges, dessen Räder sich drehten, in Kilogrammen einführt, so erhält man für diesen Widerstand

$$(P - p)\,(0{,}0027 + 0{,}0003\,v).$$

Für den Widerstand des leer mitgehenden Mechanismus giebt Lechatelier (vergl. „Guide du Mécanicien", p. 345) den Ausdruck

$$P \cdot 0{,}0002 \cdot v,$$

und endlich entspricht dem Einfluß der Schwere eine Kraft

$$- P \cdot m \cdot 0{,}001\,.$$

Hierzu kommt nun noch der Widerstand der gleitenden Reibung F.

Mag nun letzterer Widerstand von der Geschwindigkeit v abhängig sein oder nicht, so wird doch der totale Widerstand des Zuges R stets eine Function $\varphi(v)$ der Geschwindigkeit sein, und man hat nach dem Prinzip der lebendigen Kräfte

$$\frac{1}{2}\frac{P}{g}d(v^2) = -R\,dl = -\varphi(v)\,dt,$$

wenn man von der lebendigen Kraft in den sich drehenden Rädern und Axen absieht, welche allerdings gegen die lebendige Kraft der ganzen trägen Masse vernachlässigt werden kann. Hieraus folgt nun

$$l = \frac{P}{g}\int_0^V \frac{v\,dv}{\varphi(v)} \quad \text{und} \quad t = \int \frac{dl}{v} = \frac{P}{g}\int_0^V \frac{dv}{\varphi(v)}.$$

Wäre nun $F = fp$, so hätte man

$$\begin{aligned}\varphi(v) &= fp + (P-p)\,0{,}0027 - 0{,}001 \cdot Pm \\ &\quad + (0{,}005\,P - 0{,}003\,p)\,v + (0{,}33 + 0{,}06\,n)\,v^2 \\ &= Q + av + bv^2,\end{aligned}$$

wenn man der Kürze wegen

mit Q den Ausdruck $fp + 0{,}0027\,(P-p) - 0{,}001\,Pm$
" a " " $0{,}005\,P - 0{,}003\,p$
" b " " $0{,}33 + 0{,}06\,n$

bezeichnet. Unter dieser Annahme erhält man also allerdings integrable, aber sehr complicirte Ausdrücke, doch lassen sich dieselben annähernd durch

$$\int_0^V \frac{v\,dv}{\varphi(v)} = \frac{\frac{V^2}{2}}{Q + a\frac{V}{2} + b\frac{V^2}{3}} \quad \text{und}$$

$$\int_0^V \frac{dv}{\varphi(v)} = \frac{V}{Q + a\frac{V}{2} + b\frac{V^2}{3}}$$

ersetzen, denn wäre $\varphi(v)$ constant $= R$, so betrüge das erste Integral wirklich $\frac{1}{R}\cdot\frac{V^2}{2}$ und das zweite $\frac{V}{R}$. Nun ist zwar $\varphi(v)$ nicht constant, variirt aber innerhalb der angegebenen Grenzen so wenig, daß man dafür einen mittleren Werth einsetzen kann, den man erhält, wenn man ein Rechteck von der Basis V und Höhe R mit dem Inhalt der Curve von der Basis V

$$\int_0^V \varphi(v)\,dv = QV + a\frac{V^2}{3} + b\frac{V^3}{3}$$

vergleicht, nämlich $R = Q + a\frac{V}{2} + b\frac{V^2}{3}$, wie oben. Mit Hilfe dieser Näherungswerthe wird alsdann:

$$l = \frac{50\,V^2}{D}, \qquad t = \frac{100\,V}{D},$$

wenn der Kürze wegen

$$D \text{ für } 1000\,fq + 3\,(1-q) - m + (0{,}25 - 0{,}15\,q)\,V + \left(\frac{110 + 20\,n}{P}\right)V^2$$

gesetzt wird, und in diesen Ausdrücken ist Alles bis auf f bekannt. Man kann also aus jeder Beobachtung zwei Werthe von f (einen aus l $[f_1]$, den andern aus t $[f^1]$) ableiten, welche übrigens in einem constanten Verhältnisse zu einander stehen müssen.

Führt man aber die Rechnung aus, so findet sich

bei Versuch	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\frac{V}{2}$	4,25	4,95	4,65	4,65	5,63	5,00	5,85	5,35	5,40	5,20	6,75	6,88	8,00
$\frac{l}{t}$	4,43	5,13	4,81	4,91	5,86	5,21	6,08	6,00	6,13	5,94	7,14	7,38	8,44
$\frac{l}{t}:\frac{V}{2}$	1,042	1,036	1,034	1,056	1,041	1,042	1,039	1,121	1,135	1,142	1,058	1,073	1,055
f^1	0,138	0,144	0,142	0,139	0,147	0,155	0,157	0,154	0,159	0,159	0,163	0,167	0,163
f_1	0,134	0,139	0,138	0,132	0,142	0,149	0,151	0,150	0,153	0,153	0,152	0,157	0,155
$\frac{f^1}{f_1}$	1,030	1,036	1,029	1,053	1,035	1,040	1,040	1,072	1,040	1,040	1,072	1,064	1,052

Es sind also die Werthe von $\frac{l}{t}:\frac{V}{2}$ und $\frac{f^1}{f_1}$ keineswegs gleich 1, wie es nach der gemachten Hypothese der Fall sein sollte, sie sind vielmehr durchgängig größer, was die Unrichtigkeit dieser Hypothese klar beweist.

Legt man ferner die oben gefundene Formel

$$F = \frac{fp}{1 + 0{,}03 \cdot v}$$

zu Grunde, so erhält man für t und l die Ausdrücke:

$$t = \frac{P}{g}\int_0^V \frac{(1 + 0{,}03\,v)\,dv}{Q + a^1v + b^1v^2 + c^1v^3} \quad \text{und}$$

$$l = \frac{P}{g}\int_0^V \frac{(1 + 0{,}03\,v)\,v\,dv}{Q + a^1v + b^1v^2 + c^1v^3},$$

wenn $Q = fp + (P-p)\,0{,}0027 - 0{,}001\,Pm$,
$a^1 = 0{,}00058\,P - 0{,}00038\,p - 0{,}00003\,mP$,
$b^1 = 0{,}33 + 0{,}06\,n + 0{,}000015\,P - 0{,}000009\,p$,
$c^1 = (0{,}33 + 0{,}06\,n)\,0{,}03$

bedeutet, und diese Ausdrücke sind nicht mehr integrabel, können aber durch die Näherungswerthe

$$t = \frac{P}{g} \frac{V + 0{,}03\frac{V^2}{2}}{Q + a^1\frac{V}{2} + b^1\frac{V^2}{3} + c^1\frac{V^3}{4}},$$

$$l = \frac{P}{g} \frac{\frac{V^2}{2} + 0{,}03\frac{V^3}{4}}{Q + a^1\frac{V}{2} + b^1\frac{V^2}{3} + c^1\frac{V^3}{4}}$$

ersetzt werden, so daß man erhält:

$$l = \frac{50\,V^2 + V^3}{D} \quad \text{und} \quad t = \frac{100\,V + 1{,}5\,V^2}{D},$$

wenn

$$D = 1000\,fq + 3(1-q) - m + (0{,}3 - 0{,}2\,q - 0{,}015)\,V + \left(\frac{110 + 20\,n}{P} + 0{,}005 - 0{,}003\,q\right)V^2 + \left(\frac{2{,}5 + 0{,}45\,n}{P}\right)V^3$$

bedeutet. Aus diesen Ausdrücken folgt dann zunächst:

$$\frac{l}{t} = \left(1 + \frac{\frac{V}{2}}{100 + 3\frac{V}{2}}\right)\frac{V}{2}$$

und im Mittel $\frac{l}{t} : \frac{V}{2} = 1 + 0{,}01\frac{V}{2}$, was die Beobachtung erklärt, daß der Quotient $\frac{l}{t} : \frac{V}{2}$ durchgängig größer als 1 ist und mit der Geschwindigkeit wächst. Berechnet man dann weiter die Werthe von f^1 und f_1, so ergiebt sich:

bei Versuch	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
f^1	0,156	0,164	0,161	0,157	0,171	0,177	0,184	0,180	0,185	0,182	0,195	0,201	0,202
f_1	0,155	0,165	0,162	0,155	0,172	0,178	0,186	0,181	0,183	0,181	0,195	0,199	0,203
$\frac{f^1}{f_1}$	1,006	0,994	0,994	1,013	0,994	0,994	0,989	0,994	1,011	1,006	1,000	1,010	0,995

Die außerordentlichen geringen Abweichungen des Verhältnisses $\frac{f^1}{f_1}$ vom theoretischen Werthe 1 bestätigen die Richtigkeit der gemachten Hypothese und wenn man weiter die Werthe von f vergleicht, so sieht man, daß dieselben ebenfalls gut zu den aus den Poirée'schen Beobachtungen abgeleiteten Werthen stimmen: denn man hat:

- 0,16 für die erste Beobachtungsreihe bei noch etwas feuchten Schienen,
- 0,18 für die zweite Beobachtungsreihe bei mehr abgetrockneten Schienen,
- 0,20 für die dritte Beobachtungsreihe bei trockenen Schienen,

und wenn man erwägt, daß diese Versuche im Monat November angestellt worden sind, wo die Trockenheit natürlich geringer als in den Sommermonaten ist, so erscheint der Werth von 0,20 als ein richtiger Uebergangswerth zu dem nach Poirée's Versuchen resultirenden Werthe $f = 0{,}25$ bis 0,31.

Nach dem Vorstehenden ist also bewiesen, daß innerhalb der Geschwindigkeiten von 4 bis 22 Meter pro Secunde die gleitende Reibung der Eisenbahnwagenräder nicht nach der Formel $F = fP$ berechnet werden kann, sondern dem Gesetz:

$$F = \frac{fP}{1 + 0{,}03\,v}$$

unterliegt, worin für f nur bei vollkommen trockenem Zustande der Schienen im Sommer der Werth 0,3, in den anderen Jahreszeiten höchstens 0,25, im Mittel aber nur 0,2, und bei feuchten Schienen nur 0,15 bis 0,2 eingesetzt werden darf.

Reibung der Eisenbahnwagen bei Anwendung von Schlittenbremsen.

Herr J. Poirée hat auch im Mai 1856 auf der Lyoner Eisenbahn Versuche über das Verhalten des Cochot'schen Bremses angestellt, über welche noch Nichts veröffentlicht ist, welche aber ebenfalls zu interessanten Aufschlüssen über die Reibung führen. Dieser Brems besteht in eisernen Schuhen, welche mittelst Auslösung plötzlich unter die Räder fallen, letztere aufnehmen und mit ihnen auf den Schienen hingleiten. Bei den Versuchen wurde ein mit diesem Brems versehener Waggon von bekanntem Gewicht durch die Locomotive bei aufgehobenem Brems in eine gewisse Geschwindigkeit versetzt, dann auf ein gegebenes Signal von der Locomotive abgehangen und gebremst und schließlich notirt, wie viel Weg derselbe zurücklegte, bis er stehen blieb. Man erfuhr also sowohl die Anfangsgeschwindigkeit, als die Weglänge, welche derselbe mit verzögerter Geschwindigkeit zurücklegte. Einige Versuche wurden auch in der Art angestellt, daß noch 2 bis 4 andere Wagen angehangen wurden, auch wurden gleichzeitig Gegenversuche mit dem gewöhnlichen Brems angestellt.

Nachstehende Tabelle giebt die Daten über die gelungensten Versuche.

Versuche mit einem Waggon.

Datum Mai 1856	Zustand der Schienen	Art des Bremses	Gewicht des Waggons Kilogr.	Versuchsnummer	Anfangsgeschwindigkeit pro Sec. V Meter.	Durchlaufener Weg L Meter.
21.	ziemlich trocken (feuchte Luft	Cochot	7960	1	6,66	15,0
				2	8,69	26,0
				3	11,11	47,5
				4	14,28	94,0
				5	19,23	182,0
				6	22,22	230,0
		gewöhnlicher	desgl.	1	11,76	64,0
				2	15,38	130,0
24.	nach vorhergegangenem Regen wieder trocken geworden	Cochot	desgl.	1	4,76	8,0
				2	8,33	25,0
				3	16,66	137,0
				4	20,83	230,0
		er	desgl.	1	5,26	11,5
				2	6,25	17,5
				3	7,15	26,0 (a)
				4	8,33	30,0
				5	12,66	90,0 (a)
				6	14,28	107,5
27.	trocken (bedeckter Himmel)	Cochot	8000	1	7,14	14,0
				2	11,76	51,0
				3	25,00	272,0
		gewöhnlicher	desgl.	1	8,69	47,5
				2	12,50	95,0
				3	16,66	147,5
				4	20,00	210,0
				5	22,72	276,0

(a) Bei diesen Versuchen waren auf den Schienen noch deutliche Regentropfen zu erkennen.

Versuche mit 3 und 5 Waggons incl. eines Bremswaggons.

Datum Mai 1856	Art des Bremses	Gleitendes Gewicht p Kilogr.	Ganzes bewegtes Gewicht P Kilogr.	Verhältniß $q = \frac{p}{P}$	Versuchsnummer	Anfangsgeschwindigkeit pro Secunde V Meter.	Durchlaufener Weg L Meter.
21.	Cochot	8000	(3 Waggons) 23500	0,34	—	20,00	500
	gewöhnlicher	desgl.	desgl.	desgl.	—	desgl.	410
24.	Cochot	9000	(5 Waggons) 39000	0,23	1	16,44	500
					2	17,25	495
	gewöhnlicher	desgl.	desgl.	desgl.	1	15,62	505
					2	17,36	585
27.	Cochot	7960	(3 Waggons) 22520	0,353	1	16,00	220
					2	12,50	157
	gewöhnlicher	desgl.	desgl.	0,336	—	12,12	180 (a)

(a) Es ist beobachtet worden, daß die Räder erst völlig gebremst waren, nachdem bereits 70 Meter durchlaufen waren.

Zunächst erkennt man, daß der Cochot'sche Brems weniger energisch wirkt, als der gewöhnliche Brems, wenn man nämlich bedenkt, daß Letzterer einer (oben bereits angegebenen) gewissen Zeit bedarf, ehe er in Thätigkeit tritt. Diese Erscheinung wird auch vollständig durch die Morin'sche Bemerkung erklärt, daß die Reibung wesentlich größer ausfällt, wenn die reibende Fläche sehr klein, z. B. eine abgerundete Kante ist; als wenn sie breit ist, wie bei dem Cochot'schen Schlittenbrems.

Auf demselben Wege, wie oben, erkennt man dann weiter, daß auch für diese Art von Bremsen der Reibungswiderstand von der Geschwindigkeit abhängig sei, und der Versuch, diese Abhängigkeit durch dieselbe Formel

$$F = \frac{fp}{1 + \beta v}$$

auszudrücken, führt auf gut übereinstimmende Resultate.

Es ergiebt sich, daß für die Beobachtungen

am 21. Mai	bei ziemlich trockenen Schienen .	$f = 0{,}19$	$\beta = 0{,}070$
„ 24. „	bei etwas feuchten Schienen . .	$f = 0{,}18$	$\beta = 0{,}075$
„ 27. „	bei trockenen Schienen	$f = 0{,}22$	$\beta = 0{,}065$

anzusetzen ist, und wenn man dann die Wege l berechnet, so differiren sie von den beobachteten Entfernungen nach der positiven oder negativen Seite nur um 1 bis 8 Procent, was recht gut seine Erklärung im wechselnden Zustande der Schienen findet.

Die Werthe des Coefficienten f differiren nicht wesentlich von den oben (Seite 251) gefundenen Werthen beim gewöhnlichen Brems, wogegen der Coefficient β im Mittel 0,07 beträgt und weit stärker ist als dort.

Berechnet man auch die Versuche mit mehreren Waggons unter Zugrundelegung der Formel:

$$F = \frac{fp}{1 + 0{,}07 \cdot v},$$

so erhält man für f folgende Werthe:

Beobachtungen vom	21.	24.	27. Mai
	f = 0,19	0,16	0,26
		0,20	0,20
		0,18	0,23

und diese Werthe passen sehr gut zu den oben gefundenen.

Eine weitere Bestätigung dieser Formel erhält man durch die gleichzeitig angestellten Versuche mit dem gewöhnlichen Brems. Berechnet man nämlich unter Zugrundelegung der jetzt gefundenen Werthe von f und des Werthes $\beta = 0{,}03$ die Wege, welche während der verzögerten Geschwindigkeit von dem gebremsten Wagen zurückgelegt worden sein werden, so gestattet die Differenz von den wirklich beobachteten Wegen die Zeit zu berechnen, welche über dem Anziehen des Bremses vergangen ist, und diese Zeiten, welche bei den Versuchen mit mehreren Waggons von 0 bis 7,9 Secunden, bei den Versuchen mit einem Waggon von 0,2 bis 6,1 Secunden schwanken, sind den Verhältnissen vollkommen angemessen, und dienen also zur weiteren Bestätigung der neuen Theorie.

Folgerungen.

Aus dem Vorstehenden geht zur Genüge hervor, daß die Reibung der Eisenbahnwagenräder sowohl bei directem Gleiten auf den Schienen, als auch bei eingeschobenen schmiedeeisernen Schlittenbremsen durch die Formel

$$f = \frac{fP}{1 + \beta v}$$

ausgedrückt werden kann, worin

P den totalen Druck zwischen den sich berührenden Flächen,

f einen Reibungscoefficienten, der
- bei möglichst trockenen Schienen zu 0,30
- „ trockenen „ „ 0,25
- „ ziemlich trockenen „ „ 0,20
- „ nassen „ „ 0,14

eingesetzt werden muß,

v die Geschwindigkeit in Metern pro Secunde,

β einen von der Art des Gleitens abhängigen Coefficienten, der
- bei directem Gleiten der Räder . . zu 0,03
- bei untergeschobenen Schlittenbremsen zu 0,07

einzusetzen ist,

bedeutet.

Diese Formel weicht allerdings von der Morin'schen Formel $F = fP$, welche aus Versuchen mit Geschwindigkeiten von 1 bis höchstens 4 Meter abgeleitet ist, ab, aber man muß hierbei bedenken, daß die Morin'schen Versuche unter einander ziemlich stark differiren, und daß Morin den Einfluß des Luftwiderstandes ignorirt hat, woraus hervorgeht, daß auch nach seinen Versuchen die Reibung abnahm, wenn die Geschwindigkeit zunahm. Denn der Luftwiderstand betrug bei seinem Schlitten $0{,}0735\,v^2$ Kilogramme, und wenn die Kraft zur Fortbewegung des Schlittens (also die Summe aus dem Reibungs- und Luftwiderstande) eine constante war, so folgt, daß der Reibungswiderstand bei größerer Geschwindigkeit kleiner gewesen ist, auch ergaben sich, wenn man den Luftwiderstand in Rechnung zieht, zwischen den Reibungen am Anfange der Bewegung des Versuchsschlittens und am Ende derselben also bei 0 und resp. 3 bis 4 Meter Geschwindigkeit, Differenzen von 1 bis 3 Procent.

Es ist sonach wahrscheinlich, daß dieses Gesetz ganz allgemein für die Reibung gilt und nicht blos für die Reibung der Eisenbahnwagenräder anwendbar ist, welche allerdings mit stärkeren Erschütterungen verbunden ist, als viele andere Erscheinungen der Reibung.

Auffallend ist noch der Umstand, daß die bei den Eisenbahnwagenrädern gefundenen Coefficienten höher sind, als der von Morin beobachtete Reibungscoefficient, welcher für Schmiedeeisen auf Schmiedeeisen in trockenem Zustande 0,12 bis 0,16, im Mittel also 0,14 beträgt, während dort 0,18 oder eigentlich 0,20 gefunden wurde. Es entsteht daher die Frage, ob das Morin'sche Gesetz von der Proportionalität der Reibung zum totalen Drucke und von der Unabhängigkeit derselben von der Größe der Reibungsfläche wirklich eine ganz allgemeine Geltung habe, und ob nicht vielmehr, namentlich bei höheren Geschwindigkeiten, die Intensität der Reibung etwas zunähme, wenn die Größe der Reibungsfläche abnimmt. Die hier besprochenen Versuche weisen jedoch eine derartige Abhängigkeit mit genügender Evidenz nicht nach, wenn auch die in der ersten Tabelle aufgeführten Versuche vom 11. December 1851 (1 und 6; 2 und 7; 3 und 8) einen gewissen Einfluß der Schwere der Waggons erkennen lassen.

(Nach den Ann. d. Mines. 5 ser. tom. XIII. 2 livr.)

Diagramm zur Erleichterung der Berechnung von Auf- und Abträgen.

Von

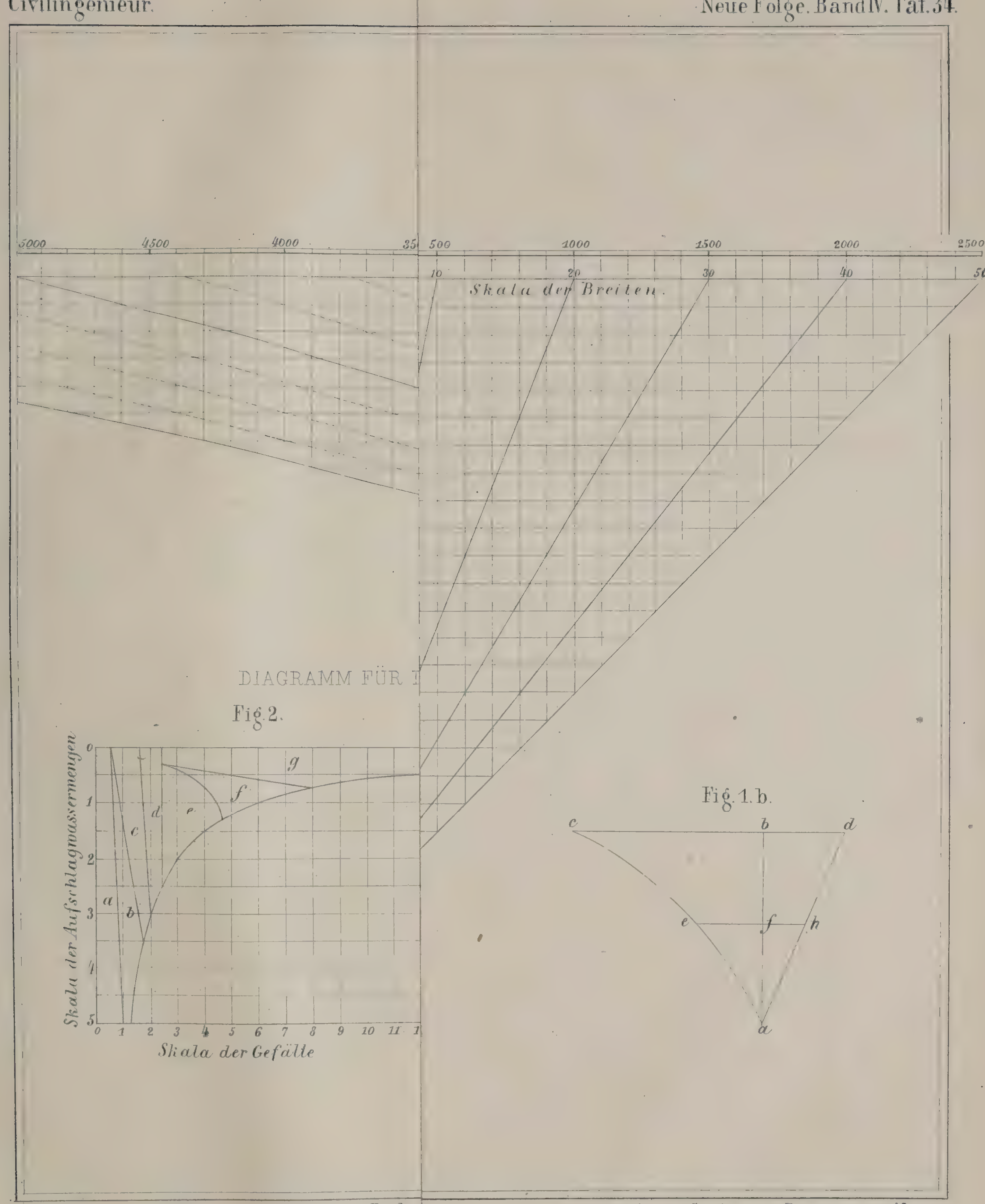
W. Bell.

(Hierzu Tafel 34, Figur 1.)

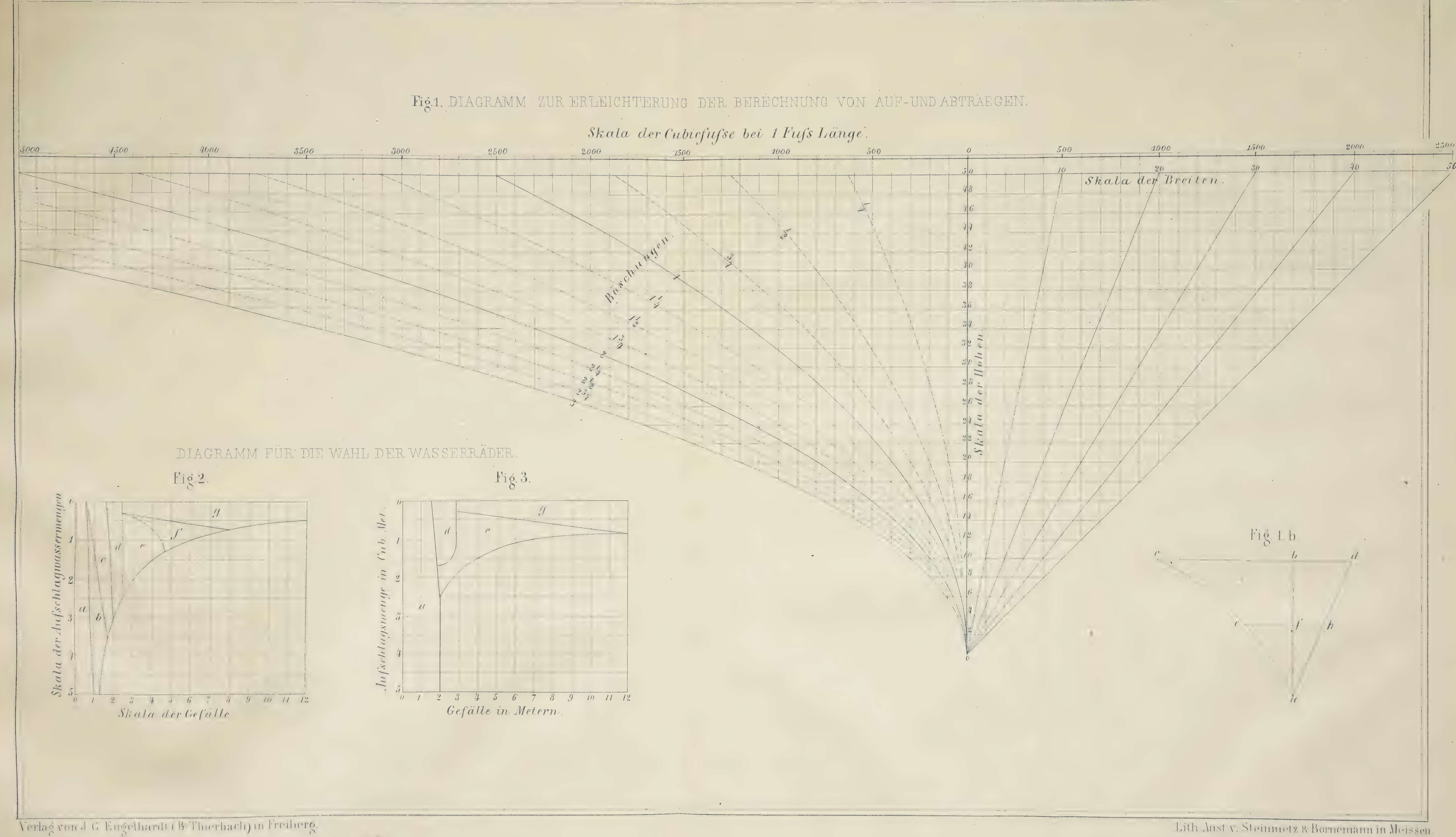
Das auf Tafel 34 in Figur 1 dargestellte Diagramm zur Berechnung der Erdmassen von Auf- und Abträgen ist eine Nachbildung des von William Bell in Dawlish für „the Engineer's and Contractor's Pocket-book for the year 1858“ gelieferten Diagrammes, jedoch mit der Abänderung, daß es für jedes Längenmaaß anwendbar ist.

Dieses Diagramm besteht eigentlich aus zwei Theilen, indem der rechts von der Höhenskala gelegene Theil den Cubikinhalt des parallelepipedischen Mittelkörpers eines Dammes oder Einschnittes, der links davon gelegene Theil aber den Inhalt der beiden prismatischen Böschungen wiedergiebt. Sucht man mittelst desselben den Cubikinhalt eines Einschnittes oder Dammes zu bestimmen, so sucht man die Höhe af (Figur 1b) im Höhenmaaßstabe, ferner die Kronenbreite bd in der Skala rechts oben, und endlich die Curve ac auf, welche der gegebenen Böschung entspricht, zieht ann die Transversale ad und mißt die Länge he zwischen dieser Transversalen und der Curve am Maaßstabe; ist z. B. der Cubikinhalt eines 30 Einheiten hohen, in der Kronenbreite 20 Einheiten messenden Dammes mit der Böschung $^1/_1$ und der Länge 1 zu bestimmen, so sucht man in der Höhenskala erst den Theilpunkt 30 und liest dann die Länge ab, welche auf der entsprechenden Horizontalen zwischen der Transversalen 20 auf der rechten Seite der Figur und der Curve der Böschung 1 auf der linken Seite der Figur enthalten ist. Man findet rechts 600, links 900, zusammen 1500 Cubikeinheiten, was genau mit der Rechnung stimmt. Denn der parallelepipedische Mittelkörper enthält $1 . 30 . 20 = 600$ und die beiden prismatischen Böschungen enthalten enthalten $2 . 1 . \frac{30}{2} . 30 = 900$ Cubikeinheiten Inhalt.

Es ist kaum nöthig zu erklären, wie dieses Diagramm entstanden ist; denn wenn man sich erinnert, daß der Mittelkörper des Dammes gleich ist dem Product aus der Kronenbreite in die Höhe, und daß die Böschungsprismen zusammen gleich sind der Höhe multiplicirt mit dem Product aus der Höhe in den gegebenen Böschungscoefficienten, so ergiebt sich, daß man den rechten Theil des Diagrammes sehr einfach dadurch erhält, daß man die Theilpunkte der Skala der Kronenbreiten, welche durch den Theilpunkt 50 der Höhenskala geht, da setzt, wo in der Skala der Cubikinhalte ein funfzig Mal so hoher Betrag zu lesen ist, z. B. 10 unter 500, 20 unter 1000 u. s. w., und für die Curven der Böschungen folgt, daß man zugehörige Punkte findet, wenn man an die Horizontalen durch die Theilpunkte der Höhenskala aus der Skala der Cubikinhalte Längen anträgt, welche dem Product aus dem Quadrat



Verlag von J. G. Engelhardt (B. Thierbach) in Freibe
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.


Fig. 1. DIAGRAMM ZUR ERLEICHTERUNG DER BERECHNUNG VON AUF- UND ABTRAEGEN.
Skala der Cubicfuſse bei 1 Fuſs Länge.
Skala der Breiten.
Skala der Höhen.
Böschungen.
DIAGRAMM FÜR DIE WAHL DER WASSERRÄDER.
Fig. 2.
Fig. 3.
Skala der Aufschlagwassermengen
Skala der Gefälle
Aufschlagsmenge in Cub. Met.
Gefälle in Metern.
Fig. 1. b.

der betreffenden Höhe in den gegebenen Böschungscoefficienten entsprechen, z. B. für das Böschungsverhältniß 2 im Theilpunkte 10 die Länge 200 = 2 . 10^2, in 20 die Länge 800 = 2 . 20^2, in 30 die Länge 1800 u. s. w.

Bei diesem Diagramm können die Maaße in einer beliebigen Maaßeinheit genommen werden, wenn nur die Höhen und Breiten in einer gleichen Einheit gemessen sind und die Länge gleich der Einheit ist.

Diagramm zur Erleichterung der Wahl des passendsten hydraulischen Motors.

Von

M. Ordinaire de Lacolonge.

(Hierzu Tafel 34, Figur 2 und 3.)

Herr O. de Lacolonge, welcher zu den wenigen französischen Schriftstellern gehört, die unsere deutsche Literatur über Mechanik und Ingenieurwesen studirt haben und ihr volle Anerkennung angedeihen lassen, hat sich in der Sitzung der Société d'Emulation du département du Doubs vom 18. April und 9. Mai vorigen Jahres unter Zugrundelegung der von Herrn Prof. Redtenbacher in den „Resultaten für den Maschinenbau" gegebenen Regeln über die Prinzipien ausgesprochen, welche bei der Wahl der hydraulischen Motoren leitend sein müssen, und ein etwas verändertes Diagramm dafür aufgestellt, welches wir auf Tafel 34 in Figur 3 abgebildet haben.

Derselbe hebt zunächst hervor, daß Turbinen im Allgemeinen höchstens einen eben so guten Wirkungsgrad haben, als richtig construirte Wasserräder mit horizontaler Welle, und bezeichnet dann als wirkliche Vortheile der Turbinen:

- den billigen Wasserbau im Vergleich zu mittelschlägigen Rädern und Wasserrädern mit krummen Schaufeln,
- den geringen Raum, den sie über der Sohle der Gebäude beanspruchen,
- die größere Umdrehungszahl, wo eine solche von Nutzen ist,
- die Fähigkeit, bei starkem Stauwasser zu arbeiten,
- die Zuläßigkeit bedeutender Schwankungen in der Umdrehungszahl ohne Benachtheiligung des Wirkungsgrades, endlich
- die Anwendbarkeit bei den größten Gefällen;

wogen als Nachtheile hervorzuheben sind:

- die erforderliche große Genauigkeit in der Construction, wodurch ihre Reparatur in abgelegenen Localitäten erschwert wird,
- der Umstand, daß sie nur bei ganz geöffneten Canälen den besten Wirkungsgrad geben, also im Winter bei knappem Wasser gerade den schlechtesten Wirkungsgrad besitzen, endlich
- die Leichtigkeit, mit der sie durch schwimmende Körper verstopft und angehalten werden.

Hiernach beschränkt sich wesentlich ihre Anwendbarkeit auf die Fälle,

- wo man bei geringem Gefälle (unter 2 Meter) constantes Aufschlagswasser und Gefälle und nur eben genügende Wasserkraft besitzt, aber die Anlagekosten nicht zu scheuen braucht,
- wo man trotz stärkerem Gefälles und überflüssiger Wasserkraft an den größern Anlagekosten nicht Anstoß nimmt,
- wo das Gefälle für andere Wasserräder zu groß ist,
- wo man eine große Umdrehungszahl wünscht, wie bei Mühlen,
- wo der Wasserlauf periodischen Anschwellungen durch die Fluth ausgesetzt ist, oder endlich
- wo das Bassin, aus welchem das Aufschlagswasser entnommen wird, öfters einen sehr niedrigen Wasserstand hat.

Ueber die übrigen Wasserräder und die Grenzen, innerhalb welcher sie zweckmäßigerweise anzuwenden sind, hat Redtenbacher das auf Tafel 34 in Figur 2 dargestellte Diagramm gegeben, zu welchem Lacolonge Folgendes bemerkt.

Da die Ponceleträder entschieden einen besseren Wirkungsgrad geben, als die unterschlägigen Räder und die Kropfräder, deren Sphäre in Figur 2 mit a, b und c

bezeichnet ist, so will er an Stelle dieser drei Gattungen von Rädern nur Ponceleträder angewendet wissen, namentlich da sie sehr gut ganz von Holz construirt werden können und stets schmäler ausfallen, also nicht viel theurer sind, als jene Räder.

Die Schaufelräder mit Ueberfallschütze (d in Figur 2) scheinen einen zu großen Wirkungskreis angewiesen erhalten zu haben, da zur Consumtion von 3 Cubikmetern eine Radweite von 12 Metern erforderlich sein würde.

Zwischen den Schaufelrädern mit Coulisseneinlauf und den rückenschlächtigen Kübelrädern (e und f in Figur 2) scheint kein wesentlicher Unterschied gemacht werden zu dürfen, denn bei Coulisseneinlauf muß man den Schaufeln eine solche Neigung geben, daß man mehrfach gebrochene oder krumme Schaufeln, kurz die Schaufelung der Zellenräder erhält; man kann also beide Arten von Rädern in eine Classe zusammenfassen, und man kann auch ihre Sphäre noch etwas erweitern, da sie dann noch immer keine unpraktische Weite erhalten.

Eben so läßt sich die Grenze, bis zu welcher die oberschlächtigen Räder (g) Anwendung finden können, etwas weiter ausdehnen, da man ihnen sehr wohl 3,5 Meter Weite geben kann.

Nach diesen Auseinandersetzungen schlägt Herr Lacolonge diejenige Begrenzung vor, welche in Figur 3 dargestellt ist. Hier bedeutet

a die Ponceleträder,
d die Schaufelräder mit Ueberfallschütze,
e die mittel- und rückenschlächtigen Räder,
g die oberschlächtigen Räder.

Die Wassermengen sind am linken Rande in Cubikmetern pro Secunde, die Gefälle am unteren Rande des Diagrammes in Metern angegeben.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt.

Register zum Literatur- und Notizblatt des Civilingenieur.

I. Sachregister.

(Die römischen Ziffern bedeuten die Nummer des Literatur- und Notizblattes; die arabischen Ziffern die Seitenzahlen.)

II. Namenregister.

Literatur- und Notizblatt

des

Civilingenieur.

№ 1.

Literatur.

Der Bau der Brückenträger mit wissenschaftlicher Begründung der gegebenen Regeln und mit besonderer Rücksicht auf die neuesten Ausführungen von Fr. Laissle und Ad. Schübler, Ingenieuren. Mit 88 xylographischen Abbildungen und 4 lithogr. Tafeln. Stuttgart. Verlag von Paul Neff. 1857.

Das unter vorstehendem Titel erschienene Werkchen stellt sich die Aufgabe, wohl begründete und praktisch bequeme Formeln und Methoden zur Ermittelung der Querschnittsdimensionen der Brückenträger festzustellen, wobei es wesentlich auf die Theorie der Brückenbalkensysteme von Schwedler und die Culmann'schen Untersuchungen über diesen Gegenstand fußt, überhaupt das vorhandene, aber vielfach zerstreute Material sammelt und zu einem Ganzen verarbeitet.

Es zerfällt in vier Abschnitte, wovon der erste eine gedrängte Entwicklung der Fundamentalsätze, der zweite eine kurze Zusammenstellung der Erfahrungen über die Festigkeit der einschlagenden Baumaterialien, der dritte die ausführliche Bestimmung der in jedem Querschnitte eines Brückenträgers auftretenden innern Kräfte und der vierte und letzte Abschnitt die Entwicklung der praktischen Formeln für die einzelnen Constructionssysteme nebst Beispielen von ausgeführten Brücken giebt. In einem Nachtrage wird die Scheffler'sche Untersuchung über die Senkung der Stützpunkte zusammenhängender Träger vorgetragen.

Die Herren Autoren theilen die verschiedenen Brückenconstructionen überhaupt

in Balkenbrücken, welche auf ihre Auflager keinen Horizontalschub ausüben, weil die Horizontalkräfte durch die Construction selbst aufgenommen werden,

in Bogenbrücken, welche auf die Widerlager einen Horizontalschub ausüben, der entweder von diesen oder von einem Zugbande aufgenommen wird, und

in Kettenbrücken ein, bei denen der Horizontalschub sich nach oben als Zug wirkend äußert.

Letztere beide Arten von Brücken liegen außer dem Bereich dieses Buches, die Balkenbrücken aber, welche in

einfache homogene Träger und in

ausgebildete Balkensysteme, nämlich

Fachwerkbrücken
Gitterbrücken
Blechbalkenbrücken
Röhrenbrücken
Hängewerke und armirte Balken

zerfallen, werden speciellen Erörterungen unterworfen, wobei natürlich die erste Abtheilung nur einfach nach den Regeln der relativen Festigkeit zu behandeln ist, während bei den ausgebildeten Balkensystemen das wesentlichste Augenmerk auf die im obersten und untersten Theile der Träger angebrachten durchlaufenden Streckbäume oder Längsbänder zu richten ist, deren Verbindung untereinander eigentlich den einzigen Unterschied der verschiedenen Systeme begründet.

Der erste Abschnitt beschäftigt sich mit den Bedingungen des Gleichgewichts, wobei die elegante Entwicklung der relativen Festigkeit von Herrn Schwedler in der Berliner Bauzeitung 1851 befolgt, aber auch eine wichtige Erweiterung dieser Lehre gegeben wird. In den §§. 16 bis 18 wird nämlich gezeigt, wie die in einer beliebigen Richtung innerhalb eines auf relative Festigkeit in Anspruch genommenen Balkens wirkenden inneren Kräfte bestimmt werden können, ein Problem, dessen Lösung durch Herrn Wöhler bereits in der Berliner Bauzeitung vom Jahre 1854 angebahnt worden ist. Die Wichtigkeit dieser Frage bedarf kaum einer besonderen Erläuterung, da ja unsere Brücken stets aus einzelnen Theilen zusammengesetzt sind, und eine sichere Verbindung derselben nur auf die Kenntniß der Kräfte basirt werden kann, welche innerhalb des Balkens thätig sind, sie wird aber namentlich hervortretend bei Trägern mit dünnen Mittelrippen, wo die auf Abscheeren wirkende Spannung in der neutralen Faser stärker werden kann, als die Spannung der äußersten auf Zerreißen in Anspruch genommenen Fasern des Balkens. Hieran schließt sich auch eine kurze Ableitung der relativ rückwirkenden Festigkeit, d. h. der Festigkeit langer Säulen, welche vertical stehend zusammengedrückt werden, wobei auf die gleichzeitige Zusammenpressung der Säule mit Rücksicht genommen wird.

Im zweiten Abschnitte finden wir zunächst eine Tafel über die Bruchbelastungen und zulässigen Belastungen der wichtigeren Baumaterialien, dann eine Tafel über die zulässigen Belastungen bei der relativ rückwirkenden Festigkeit nebst den empirischen Formeln von Hodgkinson, drittens aber Angaben über die Stärke des Verbandes bei Blechen und Hölzern. In diesem Abschnitte, welcher seiner Natur nach nicht viel Neues bieten kann, ist die Behandlung der Vernietungen als sehr zweckmäßig hervorzuheben.

Sehr wichtig ist nun der dritte Abschnitt, welcher dazu bestimmt ist, die in jedem Querschnitte eines Brückenträgers thätigen innern Kräfte zu ermitteln und die Resultate so allgemein darzustellen, daß dadurch für die gewöhnlichen Fälle ein für allemal alle Berechnung erspart werde. Das hierbei eingeschlagene Verfahren ist Folgendes: es wird auf dem Brückenträger, außer einer constanten Last auf der ganzen Länge, auch noch eine über einen gewissen Theil der Länge gleichförmig vertheilte zufällige Belastung angenommen, hier=

auf wird der Druck in jedem Auflagerungspunkte, die Größe der in einem beliebigen Querschnitte der belasteten und unbelasteten Länge thätigen verticalen Kräfte und das Biegungsmoment entwickelt und nun werden letztere beiden Größen für verschiedene Werthe des Abstandes von dem Widerlager berechnet und als Ordinaten in Curven verzeichnet, deren Abscissen die Abstände sind. Diese Curven ändern sich natürlich, wenn eine andere Belastungsart eintritt und die Umhüllungscurve der für verschiedene Belastungsarten construirten Curven giebt den geometrischen Ort der Maximalwerthe obiger Spannungen und Momente. Lithographirte Tabellen am Ende des Werkchens geben die zusammengehörigen Curven für verschiedene Verhältnisse zwischen dem Eigengewicht der Brücke und der zufälligen Belastung, z. B. für Brückenträger mit einer Oeffnung sind für sechs verschiedene Verhältnisse diese Curven construirt worden, und man kann nunmehr aus diesen Curven nach dem Maaßstabe für jeden Querschnitt diejenigen Werthe der Spannungen und Momente abnehmen, welche der größten Kraftäußerung entsprechen. Damit man sich aber diese Curven in größerem Maaßstabe anfertigen könne, so sind auch numerische Tabellen dazu beigegeben.

Bei continuirlichen Trägern lassen sich die Auflagerdrücke nur durch die Theorie der elastischen Linie bestimmen und die Berechnung wird so complicirt, daß nur noch besondere Fälle berücksichtigt werden können, welche aber so gewählt sind, daß der Reihe nach sämmtliche Theile der Construction ihre größte Anstrengung erleiden. Bei zwei Oeffnungen werden daher folgende drei Fälle zu Grunde gelegt:

1) der Fall, wo beide Oeffnungen vollständig belastet sind,

2) derjenige, wo die erste Oeffnung vollständig belastet, die zweite aber vollständig entlastet ist, und

3) der Fall, wo das Umgekehrte stattfindet.

Die diesen Fällen entsprechenden Curven stellen annähernd die Umhüllungscurven für alle anderen Fälle dar.

Aehnlich wird auch bei drei Oeffnungen verfahren, doch sind hierzu bereits 4 Curven erforderlich und bei mehr als drei Oeffnungen wird das Verfahren noch complicirter und fällt nur in dem Falle mit dem vorigen zusammen, wo das Verhältniß zwischen der Spannweite der Außenöffnung und Mittelöffnung = $^4/_5$ ist.

Ohne näher auf diese Untersuchungen eingehen zu können, wollen wir hier noch erwähnen, daß in dem Falle, wo die Auflagerfläche eine gewisse Breite hat, sich zur Berechnung der Biegungsmomente dieselben Formeln anwenden lassen, welche für den an einem Punkte concentrirten Auflagerdruck gefunden worden sind, wenn man nämlich statt der letzten Spannweite eine um die Hälfte der Widerlagerbreite und um $^1/_4$ der Pfeilerbreite vermehrte Spannweite einführt.

Die für Brücken mit einer Oeffnung gemachte Annahme über die Belastung läßt sich bei kleinen Brücken nicht festhalten, und es wird daher am Ende dieses Abschnitts auch noch der ungleichförmigen Vertheilung der zufälligen Lasten Rechnung getragen; ebenso finden die kleineren Träger (wie die Querträger) gebührende Beachtung und endlich folgt eine bequeme Uebersicht über die in diesem Abschnitte erlangten Resultate.

Den größten Raum beansprucht der letzte Abschnitt, welcher die praktischen Formeln zur Berechnung der verschiedenen Constructionssysteme und ihre Prüfung an ausgeführten Brücken giebt. Es ist nicht möglich, denselben hier näher zu folgen; um aber die Reichhaltigkeit des gebotenen Materials zu zeigen, führen wir an, daß nach den homogenen Trägern die Fachwerkbrücken und zwar das einfache Fachwerksystem, dann mehrfache Systeme mit graden oder gebogenen Gürtungen, wie die Systeme von Howe, Rider, Neville, Fox und Henderson, hierauf die Gitterbrücken, z. B. die Dirschauer Weichselbrücke, die Aarbrücke bei Bern, und die Boyne-Brücke bei Drogheda, viertens die Blechwandbrücken, z. B. die Brücke bei Langon, fünftens die Röhrenbrücken, z. B. die Britanniabrücke, sechstens die Hängewerke und armirten Balken, wie die Chepstow-Brücke besprochen und nachgerechnet werden.

In einem Nachtrage werden die von Herrn Scheffler in seiner: „Theorie der Gewölbe, Futtermauern und eisernen Brücken" veröffentlichten Untersuchungen über den Einfluß der Senkung der Zwischenstützungspunkte bei continuirlichen Trägern angeführt, welche das allgemeine Resultat des besprochenen Werkes nicht ändern, wenn auch durch Senkung der Stützpunkte im Mittel eine wesentliche Verminderung der Biegungsmomente zu ermöglichen ist.

Vorstehender Ueberblick über den Inhalt des in der Ueberschrift genannten Werkes beweist, daß es das Vollständigste ist, was wir über diesen Gegenstand besitzen; wer dasselbe sorgfältig studirt, findet darin die vollständigste praktische und theoretische Belehrung über den Bau jeder Art von Brückenträgern und wird auf viele wichtige Umstände aufmerksam gemacht, welche die gewöhnlichen Lehrbücher der Ingenieurkunst gar nicht berühren. Möge es vielfach benutzt werden!

K. B.

Die Gebirgsbäche und ihre Verheerungen wie die Mittel zur Abwendung der letzteren von Franz Müller, königl. bayer. Eisenbahn-, Bau- und Betriebs-Ingenieur. Mit 6 Tafeln. Landshut 1857. Krüll'sche Universitäts-Buchhandlung.

Die gewaltigen Ueberschwemmungen und Verheerungen, über welche in jüngster Gegenwart wieder die Zeitungen berichteten, machen vorstehende Schrift recht eigentlich zu einer zeitgemäßen, obgleich sie nicht der allernächsten Vergangenheit ihren Ursprung verdankt, sondern den Verheerungen der Jahre 1850 und 1852 an der Eisenbahn zwischen Immenstadt und Staufen. Der Herr Verfasser beabsichtigt, auf die in allen Gebirgsländern vorhandenen und wachsenden Uebelstände und deren Folgen hinzuweisen und einfache Constructionen kennen zu lehren, durch welche mit geringen Mitteln diesen Uebelständen vorgebeugt und entgegengetreten werden könne. Wir können das Studium dieser Abhandlung angelegentlichst empfehlen, und verweisen statt aller Besprechung auf die Parallele, welche wir im Hauptblatte S. 19 gegeben haben. Die Tafeln stellen verschiedene Thalsperren und Befestigungen der Seitenwände von Bergschluchten, sowie die Anlage künstlicher Gerinne durch Schuttkegel dar und sind bei dem äußerst billigen Preise der Broschüre sehr gut zu nennen.

K. B.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des hannöv. Architekten- und Ingenieur-Vereins. Band III. Heft 1.

Tellkampf, Ueber hydraulische Hebevorrichtungen in England. Diese von 3 Tafeln begleitete Beschreibung der von Armstrong in Elswick bei Newcastle construirten, auf den Docks zu Liverpool und anderwärts zum Betrieb von Hebevorrichtungen angewendeten kleinen Wassersäulenmaschinen ist höchst interessant, wenn auch vielleicht für unser rauhes Klima von ähnlichen Einrichtungen nur beschränkte Anwendung gemacht werden kann. Armstrong hat Schiebersteuerung angewendet, jedoch einen compendiösen Sicherheitsventilapparat eingeschaltet, durch welchen der Stoß des Wassers beim Abschluß der Ein- und Austrittsöffnungen unschädlich gemacht wird. Da der Kolben der Wassersäulenmaschinen nicht soviel Hub haben kann, als die Höhe beträgt, auf welche die Last gehoben werden soll, so wird der Kolbenhub durch eine Art umgekehrter Flaschenzug vergrößert, indem der Kolben den einen Kloben trägt und die Last an demjenigen Seile hängt, welches bei den gewöhnlichen Anwendungen des Flaschenzuges das Kraftseil ist. Man arbeitet mit sehr hohem Druck (bis zu 600 Pfund pro □Zoll), und da sich so hohe Standrohre nur mit großen Kosten herstellen lassen, so erzeugt man diesen Druck in sogenannten Accumulatoren, d. h. Reservoirs mit geschlossenen Deckeln, aus welchen das Wasser durch belastete Kolben herausgepreßt wird, und welche ihrerseits durch Druckpumpen gespeist werden. Die Lasten werden mit 2 bis 4 Fuß Geschwindigkeit gehoben, doch erzeugt letztere Geschwindigkeit schon einen nachtheiligen Wasserstoß. Zum Umladen von 1 bis 2 Tons schweren Lasten werden bei 24 Fuß Ausladung des Krahns, 18 Fuß Hubhöhe und 3 Fuß Herablassungshöhe incl. Drehung um 120 Grad im Mittel 2 Minuten Zeit erfordert, und zum Beladen und Entladen einer 9 bis 12 Fuß im Quadrat messenden Plattform, wie sie im Innern der Lagerhäuser als Aufzugsvorrichtung angewendet werden, mit 1 bis 2 Tons schweren Gütern braucht man 1 Minute Zeit. Interessant ist endlich auch die Beschreibung der Lagerhäuser an den Docks zu Liverpool.

Mittheilungen über den Hafen zu Havre de Grace nach den Annales des traveaux publics de Belgique, Tome XIII, 1853—1854 und andern Quellen bearbeitet von v. Kaven.

V. Meyer's Patent-Gefällmesser. Ein interessantes, bequem transportables Instrument, welches zur Bestimmung der Querprofile und zur ersten Tracirung von Eisenbahnen empfehlenswerth erscheint, wenn es auch keine so große Genauigkeit, wie ein eigentliches Nivellirinstrument verspricht.

Messung von Hauptbasen für trigonometrische Aufnahmen. Diese aus dem „Civil Engineer and Architects Journal. 1856. April" entlehnte Abhandlung giebt die Beschreibung des von Prof. Bache construirten Compensationsmaaßstabes, welcher bei Vermessung der Küsten der Vereinigten Staaten im Jahre 1845—1846 angewendet wurde.

In dem Referate über den 2. Band des Civilingenieur wird aus Heft 8 der Aufsatz: Ueber schmiedeeiserne Brücken von Couche citirt und darin ein Fehler nachgewiesen, welcher die Schlüsse von Couche etwas verändert. Es heißt nämlich daselbst S. 227: wenn man drei, ursprünglich von einander unabhängige Brückentheile unter einander fest verbindet, so gewinnt der mittlere an Tragkraft 50 Procent, die beiden äußeren aber gar nicht. Die Bruchquerschnitte rücken aus der Mitte auf die Pfeiler und die Einbiegungen nehmen im Verhältniß von 2,4 : 1 ab, während sie beim mittelsten Brückentheile im Verhältniß von 5 : 1 abnehmen. Der Herr Referent weist aber a. a. O. S. 102 nach, daß diese Angaben irrig seien, indem in diesem Falle die Mitte des mittelsten Feldes 80, die Mitten der Außenfelder 36 und die Mittelpfeiler 20 Procent gewinnen, d. h. die über den continuirlichen Brückenträger gleichförmig vertheilte Belastung 5 mal so stark sein kann, als bei nicht verbundenen Trägern, ehe er in der Mitte bricht, 1,562 mal so stark, ehe der Bruch in einem der Seitenfelder erfolgt und 1,25 mal so stark, ehe er über den Mittelpfeilern erfolgt. Nach Scheffler's Theorie der Gewölbe u. s. w. nimmt endlich die Einbiegung im Mittel nicht im Verhältniß von 5 : 1, sondern im Verhältniß von 25 : 1 ab.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Jahrg. 1857. Erstes und zweites Heft.

Scheffler, Ueber den Werth der Coulissensteuerungen mit einem überdeckenden Schieber an Locomotiven. Dieser interessante Aufsatz ist gewissermaßen eine Widerlegung des im „Civilingenieur" Bd. III. S. 43 enthaltenen Aufsatzes des Herrn Prof. Reuleaux, denn da Herr Prof. Scheffler der Ansicht ist, daß bei 7 Atmosphären Dampfspannung im Kessel nur 4 Atmosphären Druck im Cylinder vorhanden sei, so findet er, daß zwar die Coulissensteuerungen mit einem überdeckenden Schieber den Dampf besser benutzen, als gewöhnliche unveränderliche Steuerungen mit einem nicht überdeckenden Schieber ohne alle Expansion, daß dagegen der Dampf bei den höheren Expansionsgraden nicht besser, oft sogar schlechter benutzt wird, als bei dem niedrigsten Expansionsgrade, daß jedoch dennoch die Verstellbarkeit der Coulissensteuerung ein wichtiges Mittel sei, um im Cylinder eine constante Dampfspannung unterhalten, ihn also immer auf gleich vortheilhafte Weise benutzen zu können. Die Gründe, warum Herr Prof. Scheffler die Ansicht verwirft, daß die Spannung im Cylinder derjenigen im Kessel oder 7 Atmosphären gleich sei, sind erstens, daß nach Pambour die Spannung im Cylinder ganz unabhängig ist von der Spannung im Kessel und bei gegebener und unveränderlicher Steuerung nur von der Größe des Widerstandes auf den Kolben abhängt, zweitens, daß nicht nur die Widerstände in den Dampfrohren, sondern namentlich auch die große Veränderlichkeit in der Intensität der Dampfentwickelung einen sehr beträchtlichen Ueberschuß an Spannung im Kessel bedingen.

Wirkliche Beobachtungen an Locomotiven, wie sie von Gouin und Lechatelier (Recherches expérimentales sur les locomotives 1845. Paris, A. Mathias) angestellt worden sind, müssen wohl in dieser Frage am vollständigsten entscheiden und wir citiren daher nachstehende mit der Maschine la Gironde angestellte Versuche.

Oeffnung des Regulators in Quadr.-Centimetern.	Geschwindigkeit in Kilometern pro Stunde.	Spannung des Dampfes in Kilogr. pro Quadr.-Centim.		
		im Cylinder	im Kessel	Verhältniß
kaum offen	36	2,57	5,77	0,44
11	36	3,12	5,43	0,57
18	47,4	3,33	4,99	0,67
21	51,2	3,84	5,75	0,67
20	47,4	4,77	5,98	0,80
36	43,6	5,21	5,76	0,90
73	41,7	5,21	5,76	0,90
36	37,9	4,66	5,10	0,91
54	36,0	5,32	5,87	0,91
54	26,5	5,43	5,76	0,94

Hieraus geht hervor, daß bei der Gironde, deren Dampfeintrittsöffnungen $^2/_{29}$ vom Kolbenquerschnitte besaßen, die Spannung im Cylinder mindestens 0,9 von der Spannung im Kessel betrug, wenn nur die Regulatoröffnung ungefähr $^1/_{25}$ von der Kolbenfläche betrug, wenn auch die Geschwindigkeit bis 45 Kilometer stieg. Es scheint also, daß die von Herrn Prof. Scheffler gemachte Annahme über die Verminderung der Dampfspannung von 7 auf 4 Atmosphären nicht in allen Fällen gerechtfertigt ist, wenn sich auch Herr Prof. Scheffler hierbei auf Indicatorversuche von Clark stützt.

Pini, eisenblecherne Drehscheiben auf der Braunschweiger Südbahn. Es empfiehlt sich diese Construction durch Leichtigkeit und Billigkeit, sowie dadurch, daß nur eine wenig vertiefte Grube ohne Einfassungsmauer dazu nöthig ist. Während eine gußeiserne Drehscheibe für ein Gleis von 36 Fuß Durchmesser nach alter Construction 3000 Thlr. zu stehen kam, und 400 Centner wog, also sehr schwer zu bewegen war, wiegt die neue 36füßige Drehscheibe nur 160 Centner und kostet 2400 bis 2500 Thlr. Kleinere Drehscheiben von 21 Fuß Durchmesser kosten ungefähr 1800 Thlr.

Verbesserte Güterzuglocomotive von Sharp, Stewart u. Comp. in Manchester. (Aus dem Artizan. 1857. Febr.) An dieser Locomotive, welche 16 Zoll Cylinder-Durchmesser, 22 Zoll Hub- und 4 fünffüßige gekuppelte Triebräder hat, sind zwei Einrichtungen hervorzuheben. Es ist nämlich ein Dampfreservoir in der Rauchkiste angebracht, um die Dämpfe zu trocknen und resp. zu überhitzen, und zweitens wird durch den ausblasenden Dampf ein Röhrenapparat, durch welchen das Speisewasser gesogen oder gepreßt wird, angewärmt, was einen Vorwärmer des Tenderwassers abgiebt. Man will eine Ersparniß von 35 bis 45 Procent an Cokes beobachtet haben.

Kleinere Notizen.

Verkleinerung von Karten mittelst der Photographie. Die Pläne der englischen Landesvermessung, welche in einem Maßstabe von 25,344 Zoll auf die Meile angefertigt waren, sollten einmal auf einem Maßstab von 6 Zoll und zweitens auf 1 Zoll pro Meile reducirt werden. Um diese kostspieligen und langsam fortschreitenden Arbeiten abzukürzen, wurden Versuche angestellt, die Verkleinerung mit Hilfe der Photographie zu bewirken, welche so vollständig gelangen, daß das neue Verfahren nur den hundertsten Theil soviel kostet, als das frühere und daß ein Arbeiter mit Hilfe eines Druckers und Gehilfen in sechs Tagen 32,000 Acker aus dem 25zölligen in den 6zölligen Maßstab reducirte und drei Copieen von 45 Bogen, also 135 Abzüge davon nahm.

Die Royal-Albert-Brücke in Saltash. Am 1. Sept. dieses Jahres wurde das erste Brückenfeld dieser großartigen von Brunel construirten Brücke über den Tamar, welche 2200 Fuß ganze Länge mit zwei 445 Fuß langen Feldern besitzt, aufgestellt. Da der mittelste Pfeiler 240 Fuß Höhe hat und die Brückenbahn 118 Fuß über dem niedrigen, 100 Fuß über dem Hochwasserstande zu liegen kommt, so war das Heranflößen und Aufstellen des westlichsten der Brückenträger eine ebenso wichtige als interessante Aufgabe, welche unter Capitain Claxton's und Brunel's Leitung durch 500 Mann Arbeiter in musterhafter Ordnung ausgeführt wurde. Der Anblick der Röhre sammt Tragketten wird als höchst gewaltig geschildert, und in der That muß es einen eigenthümlichen Eindruck hervorrufen, wenn man eine so colossale Röhre, welche durch Verstrebung gegen Spannketten in parabolischer Form gekrümmt ist, in einer solchen Höhe über dem Wasserspiegel schweben sieht, daß die größten Schiffe darunter wegfahren können. Die schmiedeeisernen Röhren sind von elliptischem Querschnitt, 17 Fuß breit und 12 Fuß hoch und befinden sich im Mittel 75 Fuß hoch über der Fahrbahn, welche durch blecherne Bänder daran befestigt ist. Jedes Brückenjoch wiegt 1100 Tonnen und ruht an den Enden auf 10 Fuß starken Pfeilern aus Mauerziegeln, auf dem Mittelpfeiler aber auf zwei achteckigen gußeisernen Säulen von 10 Fuß Durchmesser, welche ebenso wie die Seitenpfeiler auf einem Granitfundament stehen. Es werden noch mehrere Monate vergehen, ehe diese Brücke, von welcher Förster's Bauzeitung 1857, Heft 5 u. 6 gute Abbildungen giebt, dem Betrieb übergeben werden kann.

Festigkeit des galvanisirten Eisendrahtes. Nach Versuchen von A. Müller wird hartgezogener Eisendraht durch den Proceß einer raschen Eintauchung in ein Zinkbad etwas geschwächt, wogegen geglühter Eisendraht dabei wesentlich an Festigkeit gewinnt. Es ist dies sehr wesentlich, weil hieraus hervorgeht, daß man verzinkten Eisendraht sehr gut zu Drahtbrücken verwenden kann.

Briefkasten.

Dieser Raum ist für Anfragen über Gegenstände des Ingenieurwesens bestimmt. Der Briefkasten soll einen leichten Austausch technischer Erfahrungen vermitteln und gestattet daher auch Anonymität.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

des

Civilingenieur.

№ 2.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Jahrg. I, Heft 1 bis 6.

Duske, Maschinen zur Bearbeitung des Holzes. — Die Bearbeitung des Holzes durch Maschinen geschieht wesentlich mittelst der Kreissäge, des Fraisemessers, des Bohrers und des Stemmeisens, und die citirte Abhandlung beschreibt vielfache ingeniöse Maschinen zur Bewegung dieser Werkzeuge, welche großentheils von dem Erbauer des Londoner Glaspalastes, Paxton, und aus der Maschinenfabrik Graffenstaden bei Straßburg entlehnt sind und durch elegant gezeichnete Tafeln erläutert werden. Derartige Maschinen sind natürlich weniger für gewöhnliche Tischler bestimmt, finden aber bei großartigen Bauten, in Parquet-, Möbel- und Wagenfabriken und ähnlichen Anstalten die vortheilhafteste Anwendung und sind gegenwärtig nur noch zu wenig bekannt.

Grashof, über ein im Princip einfaches Verfahren, die Tragfähigkeit eines auf relative Festigkeit in Anspruch genommenen prismatischen Balkens wesentlich zu vergrößern. — Der Herr Verfasser giebt den Beweis zu zwei von Lamarle entdeckten Regeln über die Vermehrung der relativen Festigkeit von Balken durch ungleiche Höhe der Enden oder schiefe Einmauerung derselben. Bei beliebiger Einmauerung des einen Endes eines Balkens und loser Unterstützung des anderen Endes kann nämlich durch vortheilhafte Ueberhöhung des zweiten Stützpunktes die Tragfähigkeit um 45,7 Procent und bei einem an beiden Enden schief eingemauerten Balken durch vortheilhafte Neigung der eingemauerten Enden die Tragfähigkeit um 100 Procent vermehrt werden.

Duske, Beschreibung einer horizontalen Bohrmaschine. — Die beschriebene und auf Tafel VI dargestellte Maschine ist ursprünglich aus England eingeführt, wird aber jetzt in der Maschinenbauanstalt von E. Freund in Berlin in zwei Größen hergestellt, hat viele Aehnlichkeit mit einer Plandrehbank und zeichnet sich dadurch aus, daß der das auszubohrende Stück und den Bohrstahl aufnehmende Support höher und tiefer gestellt werden kann. Sie kann als Plandrehbank, als Bohrmaschine mit sich drehender Bohrspindel oder gedrehtem Arbeitsstück, als Fraismaschine zum Herstellen hohler Krümmungen und zu anderen ähnlichen Arbeiten verwendet werden.

Wiebe, einige praktische Notizen über die Berechnung und die Construction der Ventilatoren. — Die in diesem Aufsatze angegebenen Regeln stützen sich auf einige (hier nicht mit angegebene) Versuchsreihen über die Wirkung der Ventilatoren. Auf Metermaß umgerechnet sind die Hauptergebnisse folgende: Bezeichnet F den Querschnitt der Ausflußöffnung in Quadratmetern, h den Ueberdruck des Windes über die Atmosphäre in Metern Quecksilbersäule, P das Gewicht des pro Secunde ausströmenden Windes in Kilogrammen, Q_1 das Volumen desselben bei der atmosphärischen Pressung und 0° Temperatur in Cubicmetern, n die Zahl der Umdrehungen pro Secunde, R den äußeren Halbmesser des Ventilators in Metern, V die Peripheriegeschwindigkeit der Flügel und v die mittlere Ausströmungsgeschwindigkeit der Luft in Metern, so hat man

$$P = 628{,}79\, F \sqrt{h\,(0{,}76 + h)}$$
$$Q_1 = 485{,}24\, F \sqrt{h\,(0{,}76 + h)}$$
$$Q_1 = 4{,}838\, F n R$$
$$h = 0{,}38\,\left(-1 + \sqrt{1 + 0{,}0007\, n^2 R^2}\right)$$
$$F = \frac{0{,}002\, Q_1}{\sqrt{h\,(0{,}76 + h)}}$$
$$v = 485{,}24 \sqrt{h\,(0{,}76 + h)}$$
$$\frac{v}{V} = 0{,}77 \qquad v = 0{,}77\,.\,nR\pi \qquad V = 1{,}3\,v\,.$$

Hiernach ist die erzeugte Windmenge dem Querschnitt der Austrittsöffnung und der Umfangsgeschwindigkeit der Flügel proportional. Die Pressung des Windes ist aber nahezu dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit proportional, denn da in der Regel $0{,}0007\, n^2 R^2$ klein gegen 1 ist, so kann man annähernd $h = 0{,}000133\, n^2 R^2$ setzen. Die Ausströmungsgeschwindigkeit des Windes beträgt 77 Procent von der Umfangsgeschwindigkeit der Flügel. Außerdem hat Herr Professor Wiebe beobachtet, daß die Größe der Flügel mindestens 6 Mal und höchstens 10 Mal so groß als die Austrittsöffnung sein muß, und daß von den Eintrittsöffnungen jede mindestens gleich der Fläche eines Flügels und höchstens gleich einem Kreise von $\frac{1}{3}$ des Ventilatorraddurchmessers sein muß. Die excentrische Stellung des Mantels ist vortheilhaft. Die Windleitung muß einen viermal so großen Querschnitt, als die Austrittsöffnung haben. Die Betriebskraft in Pferdekräften findet sich unter Annahme einer mittleren Nutzleistung von $26\frac{1}{2}$ Procent durch die Formel

$$N = 0{,}00152\, F V^3 = 0{,}375\, F n^3 R^3,$$

sie ist also dem Querschnitt und dem Cubus der Umdrehungsgeschwindigkeit proportional. Eine Tabelle giebt endlich die wesentlichsten Constructionselemente sämmtlich auf 1 Quadratzoll Querschnitt der Ausströmungsöffnung bezogen. — Zu bedauern ist es, daß nicht angegeben ist, auf welche theoretische Grundlage sich diese Formeln stützen, um so mehr, da die

Formel über die Ausflußmenge von den bekannten Formeln abweicht; ebenso ist die Angabe bezüglich der Größe der Flügelfläche im Widerspruch zur Theorie und zu anderweiten Beobachtungen. (Vergl. „Der Ingenieur", Bd. II, S. 86.)

Werner, Berechnung des erforderlichen Durchmessers von Quetschwalzen.

Liesegang, Signalapparat zur Anzeige des Wassermangels in Dampfkesseln. — Dieser Apparat hat den Zweck, die Gefahr, daß bei zu niedrigem Wasserstande die Kesselwand glühend werden könnte, durch eine Dampfpfeife zu signalisiren, wenn der Wasserstand bis auf $2^1/_2$" Höhe über den Zügen gesunken ist. Er besteht in einem in den Kessel tauchenden verticalen Rohre, dessen unteres Ende erst dem Dampfe geöffnet wird, wenn das Wasser bis in das erwähnte Niveau gesunken ist, und dessen oberes Ende durch einen schmelzbaren Pfropfen geschlossen und mit einer Dampfpfeife versehen ist, welche ertönt, sobald der Pfropfen weggeschmolzen ist. Sinkt der Wasserstand so tief, daß Dampf in das Rohr eintreten kann, so wird der Pfropf durch die Hitze des Dampfes geschmolzen und der ausströmende Dampf läßt die Pfeife ertönen, verräth also die nahende Gefahr.

Grashof, über den Ausfluß der Luft und die bezüglichen Versuche von Herrn P. Rittinger. — Herr Grashof übernimmt in diesem Aufsatze die sehr dankenswerthe Mühe, die von Herrn P. Rittinger in der „Oesterreich. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen", 1856, Nr. 51, veröffentlichten Versuche über die Luftreibung an den Wänden der Leitungsröhren einer Kritik zu unterziehen, wobei sich herausstellt, daß die gefundenen neuen Coefficienten durchaus unzuverlässig sind, weil vorzüglich in der Bestimmung der Manometerhöhe ein bedeutender Fehler begangen worden ist.

Werner, über die richtigen Verhältnisse der Cylinderdimensionen bei den Woolf'schen Expansionsdampfmaschinen — Es wird nachgewiesen, daß das Woolf'sche System nur für große Maschinen, wo das geringere Gewicht ihrer Kraftübertragungstheile sehr in Rechnung fällt und die dabei erzielte Ersparniß die Kosten des kleinen Cylinders überträgt, und besonders dann vortheilhaft ist, wenn man das totale Expansionsverhältniß e nach $1:\sqrt{e}$ auf die beiden Cylinder vertheilt; daß es aber keinen Vortheil gewährt, wenn die Expansion blos im großen Cylinder ausgeführt wird. Das beste Cylinderverhältniß ist vom besten Expansionsverhältniß abhängig und ist nahezu $1:\sqrt{11} = 1:3^1/_3$.

Eisenbahnzeitung, 1857. Jahrg. XV, Nr. 1—26.

Boardman's und Borsig's Locomotive für Steinkohlenfeuerung. — Die Beschreibung dieser Constructionen ist von hier in den „Civilingenieur", Bd. III, S. 261, übergegangen.

Eiserne Brücken der Württembergischen Eisenbahnen. — Eine kurze Angabe der Hauptdimensionen, Gewichte und Kosten von fünf Blech- und zwei Gitterbrücken, welche als Ersatz für die nach acht- bis zehnjähriger Dauer bereits unbrauchbar gewordenen, früher der Kostenersparniß wegen ausgeführten hölzernen Brücken aufgestellt wurden. Bei den Blechbrücken betrugen

bei der Spannweite von	22	25	29,5	34	82	Fuß,
u. Brückenträgerlänge v.	26	29	32,5	39	90	„
die Kosten pr. laufd. Fuß	94,6	106,2	78,7	120,3	204,4	rh. Fl.

steigen also mit einer Ausnahme (die Blechbrücke über den Eisenfurther Bach bei Aulendorf) mit der Spannweite, was auch bei den beiden Gitterbrücken der Fall ist, indem die eine Gitterbrücke mit 56 Fuß lichter Spannweite und 61,3 Fuß langen Trägern pro Fuß 152,6 Fl. rhein., die andere mit 62,4 Fuß Spannweite und 75 Fuß langen Trägern 179,2 Fl. rhein. pro laufenden Fuß des Oberbaues kostete.

Nowotny, Ergebnisse der Steinkohlenfeuerung in Locomotiven auf der Sächsisch-Bayerischen Staats-Eisenbahn. Dieser aus der „Deutschen Gewerbszeitung", Heft 1, 1857, entlehnte Aufsatz ist auch im „Civilingenieur", Bd. III, S. 259, in dem Aufsatze über die Steinkohlenfeuerung bei Locomotiven benutzt.

Ueber das Verhalten Krupp'scher Gußstahlbandagen werden sehr günstige Resultate von verschiedenen Bahnen referirt.

Gitterbrücke über die Thur bei Andelfingen auf der Schweizerischen Rheinfallbahn. — Außer einer allgemeinen Beschreibung dieser Brücke wird das sehr billige, aber für die Festigkeit etwas gefährliche Verfahren beschrieben, wie diese Brücke ohne alle Gerüste auf die Pfeiler gebracht worden ist. Die Gitterwände wurden am Ufer auf 8 Walzen von $4^1/_2$ Zoll Durchmesser aufgestellt, welche in Lagern ruhten, und nun wurde durch gleichzeitiges Drehen an den quadratischen Köpfen der Walzenzapfen das Fortschieben der Gitterwände bewirkt. Natürlich ist dieses Verfahren blos bei solchen Gitterwänden möglich, deren Länge mehr als die doppelte Spannweite mißt und es wird dabei der Träger einer sehr starken Festigkeitsprobe unterworfen.

Die neu zu erbauende Elbbrücke in Magdeburg nach Förster's „Bauzeitung". Die Magdeburger Elbbrücke soll eine Gitterbrücke werden, ist aber (abweichend von dem gewöhnlichen Verfahren) sehr gründlich berechnet worden, so daß wegen der verschiedenen Inanspruchnahme der Gürtungen und Gitterstäbe an verschiedenen Stellen der Länge verschiedene Querschnitte gegeben werden. Sie erhält zwei Brückenfelder von 180′ 9″ rhein. lichter Spannweite und 18′ Höhe.

Paulus, über die Adhäsion der Triebräder an den Schienen. — Die Adhäsion der Triebräder leidet sehr durch Feuchtigkeit der Schienen und es wird zur Auftrocknung dieser Feuchtigkeit der Vorschlag gemacht, mittelst einer doppeltwirkenden Luftpumpe die erhitzte Luft der Rauchkammer auf die Schienen zu blasen. Nur die Erfahrung kann zeigen, ob dieses Mittel den Zweck erfüllen und doch nicht zuviel Kraft in Anspruch nehmen würde.

Eine amerikanische Gebirgseisenbahn. — Die von Ellet in Washington im Jahre 1854 über die Blueridge-Gebirge in Virginien geführte provisorische Eisenbahn erglimmt den Gipfel auf der Westseite mit einer auf 10650 engl. Fuß anhaltenden Steigung von 1 auf $23^2/_3$ im Mittel (1 auf 19 im Maximum) passirt den Kamm mittelst einer Curve von 300 Fuß Radius und senkt sich auf der Ostseite auf 12500 Fuß Länge mit einem mittleren Fallen von 1 auf $20^1/_2$ (im Maximum 1 auf 18) nieder. Es kommen Curven

von 234 Fuß in Steigungen von 1 auf 22,2 vor, zu deren Ueberwindung die Schmierung der Radbandagen mittelst eines in Oel getränkten Schwammes sehr viel beiträgt. Die Locomotiven, welche seit $2\frac{1}{2}$ Jahren den Dienst auf dieser 8 Miles langen Strecke ungestört versorgen, haben 6 gekuppelte, $3\frac{1}{2}$-füßige Räder und 9′ 4″ äußersten Radstand, $16\frac{1}{2}$-zöllige Kolben mit 20″ Hub, und wiegen incl. Wasser- und Kohlenlast (es sind Tenderlocomotiven) $27\frac{1}{2}$ Tonnen. Die zwei vorderen Axen sind durch einen um einen kugelförmigen Zapfen drehbaren Rahmen verbunden. Jede Locomotive macht den Weg täglich 4 Mal und zieht bei $7\frac{1}{2}$ Miles Geschwindigkeit 40 bis 43 Tonnen Last aufwärts, abwärts ist die Geschwindigkeit $5\frac{1}{2}$ bis 6 Miles. Der Holzverbrauch beträgt 84 Cubikfuß pro Fahrt, oder $10\frac{1}{2}$ Cubikfuß pro Mile.

v. Massenbach, eiserner Viaduct bei Stuttgart. — An die Stelle einer hölzernen schiefen Ueberbrückung der Ludwigsburger Chaussee wurde der durch eine Tafel erläuterte eiserne Oberbau aus hohlen Balkenträgern, welche auf zwei Säulenreihen und zwei steinernen Widerlagern ruhen, errichtet.

Bertram, Conservirung der Schwellen. — Der Ueberstrich mit Wasserglas schützt frische Schwellen gegen das Aufreißen.

Kleinere Notizen.

Die Victoria-Brücke über den St. Lorenz-Strom in Canada. — Durch die Güte des Herrn B. Hager in Dresden erhalten wir über diese colossale Brücke bei Montreal auf der Grand-Trunk-Eisenbahn, welche von Portland im Staate Maine bis nach Port-Sarnia am Huronsee führt, folgende Notizen. Da der von der englischen Regierung mit der Begutachtung dieser Brücke beauftragte berühmte Ingenieur Robert Stephenson sich entschieden gegen die Anwendbarkeit des Hängebrückensystems für Eisenbahnen aussprach, so wird diese Brücke nach dem Röhrenbrückensystem ausgeführt, obschon sie in dieser Construction 10 Millionen Thaler kosten soll, während amerikanische Contrahenten eine hölzerne Brücke für 1 Million Thaler zu bauen offerirten. Die Brücke wird von Widerlager zu Widerlager 8000 Fuß und von Ufer zu Ufer 10284 Fuß oder fast 2 englische Meilen lang. Sie erhält 24 Strompfeiler mit 24 Spannungen von 242 Fuß und eine mittelste Spannweite von 330 Fuß. Die Widerlager sind 90 Fuß breit und respective 1442 und 842 Fuß lang. Jeder Strompfeiler enthält von 6000 bis 10000 Tonnen Mauerwerk und sämmtliche Strompfeiler zusammen 27500000 Cubikfuß oder 205000 Tonnen. Selten wurde ein Block unter 7 Tonnen vermauert und eine Menge derselben, die dem Frühjahrseise ausgesetzt sind, wiegen 10 Tonnen à 2000 Pfund. Diese Blöcke sind in guten Cement gelegt und mit eisernen Klammern verbunden; sie sind von blauem Kalkstein und werden 18 englische Meilen oberhalb Montreal am St. Lawrence gebrochen und mit 3 Dampfschleppböten und 35 Barken, von welchen jede 200 Tonnen transportiren kann, auf den Bauplatz geschafft. Diese sämmtlichen Fahrzeuge sind zu diesem Zwecke für 160000 Thaler erbaut worden. Der Steinbruch selbst ist zu einem Dorfe geworden, da über 500 Mann mit Brechen beschäftigt sind. Zur Herbeischaffung der Steine an das nördliche Widerlager wurde eine Hilfseisenbahn vom Steinbruche aus angelegt. Das Sommerwasserniveau ist in der größten Spannung oder in der Mitte der Brücke 60 Fuß unter dem Geleis, von dort fällt die Bahn nach beiden Seiten bis an die Widerlager 24 Fuß. Der niedrigste Wasserstand ist im Strommittel 14 Fuß, am äußersten Uferpfeiler 4 Fuß. Jede der Röhren wird an ihren Enden 19 und in ihrer Mitte $22\frac{1}{2}$ Fuß hoch bei einer Breite von 15 Fuß. Das Gesammtgewicht der Röhren wird 10400 Tonnen betragen und die Blechtafeln werden genau und mit ähnlicher Maschinerie, wie bei der Britanniabrücke verbunden. Die Brücke erhält nur ein Gleis von 5 Fuß 6 Zoll Spurweite. Der Bau wurde im Frühjahr 1854 begonnen und soll im Sommer 1858 vollendet werden. Der bauführende Ingenieur ist A. M. Roß, der Oberingenieur, wie schon erwähnt, Robert Stephenson. Eine kleinere Tubularbrücke über den Chaudiere wurde am 27. Februar 1855 bei der Eröffnung der 100 engl. Meilen langen Zweigbahn zwischen Quebeck und Richmond dem Betrieb übergeben. Dieselbe ist 1100 Fuß lang und ruht auf 11 Strompfeilern, welche 92 Fuß von einander entfernt sind. Die Höhe der Pfeiler beträgt 60 Fuß über dem Sommerwasserstand, wovon die unteren 8 Fuß aus Granitblöcken, die übrigen 52 Fuß aus hartgebrannten Ziegeln ausgeführt sind. Die Röhre ist 9 Fuß im Quadrat, zu beiden Seiten ist ein Fußweg mit einem leichten Geländer angebracht, sodaß die Weite der Brücke zwischen den Geländern 16 Fuß beträgt.

Expansionsschieber von Hanrez. — Der im „Civilingenieur", Band II, S. 199, beschriebene und auf Tafel 26 abgebildete Schieber von Hanrez soll ausgezeichnete Dienste leisten. In Vieux-Condé wurde in der Papiermühle von Dorzée an einer 25-pferdigen Dampfmaschine, welche bei 39 Hectoliter Kohlenverbrauch nur 2 Holländer zu treiben vermochte, der Schieber in einen Hanrez'schen abgeändert, und die Maschine treibt jetzt mit 45 Hectoliter Kohlenaufwand 4 Holländer, was einer Brennmaterialersparniß von 40 Procent gleichkommt. Ebenso günstig war der Erfolg bei Cail in Denain, wo die den Stirnhammer treibende Dampfmaschine damit versehen wurde. Während der Hammer sonst nur 35 Schläge pro Minute thun konnte und soviel Dampf consumirte, daß alle anderen aus demselben Dampfreservoir gespeisten Maschinen sehr gehemmt wurden, machte er bei dem Hanrez'schen Schieber ohne Anstrengung 80 Schläge. In der Gießerei von Deprez in Anzin hat man 50 Procent, bei den Maschinen der Compagnie d'Anzin 30 bis 40 Proc. Ersparniß beobachtet. Mögen auch diese Ersparnisse zum Theil mit in anderen Dingen ihren Grund haben, so führen wir diese Angaben dennoch zur weiteren Empfehlung dieser zweckmäßigen Schiebereinrichtung an, welche namentlich für Coulissensteuerungen geeignet erscheint.

Herablassevorrichtung von Roux. — Die Eisenbahn von Paris nach Lyon liegt in Bercy 6 bis 7 Meter über den Straßen der Stadt. Um nun Fässer auf leichte und sichere Weise vom Eisenbahndamme hinabzulassen, hat man daselbst eine Vorrichtung nach Art der Eimerketten aufgestellt. Eine

doppelte Kette ohne Ende, welche am oberen und unteren Ende über sechseckige Trommeln geht, ist in geneigter Lage bei 6 Meter Höhe auf 9,8 Meter Basis aufgestellt und trägt an jedem dritten Gliede einen vorstehenden Haken, gegen welchen sich die Fässer legen. Das volle niedergehende Faß setzt den Mechanismus in Bewegung, dessen Geschwindigkeit durch ein Windrad und einen Brems regulirt wird, und am unteren Ende gleitet es ohne Stoß auf eine hölzerne Bühne. Die Vorrichtung ist seit 6 Jahren im Gange und befördert stündlich 100 Fässer ohne alle Gefahr niederwärts; sie ist im „Bull. d. l. Soc. d'Encour.", 1857, Mai, abgebildet.

Ziegelbrennverfahren von Tiget. — Um das zum Ziegelbrennen nöthige Brennmaterial vollständig auszunutzen, mengt Tiget dasselbe unter den Lehm, formt hieraus Ziegel, welche im Ziegelofen zwischen andere eingesetzt werden und sie mit brennen helfen, übrigens aber selbst noch als Mauersteine verkäuflich bleiben. Man löst 800 Gramme Alaun und 200 Gramme salpetersaures Natron in Wasser auf, befeuchtet hiermit ein Gemenge aus 16 Kilogrammen Kohlenklein und 83 Kilogrammen trockenen Lehm, durchknetet es und formt Ziegel wie gewöhnlich, welche man im Ofen in Lagen von 4 bis 5 Stück zwischen gewöhnliche Ziegel vertheilt. Ist ein Ofen mit 2000 Stück Ziegeln beschickt, so wird auf dem Roste angefeuert, worauf sich die erste Lage Kohlenziegel entzündet; ist dieselbe roth geworden, so verschließt man den Ofen, welcher sich nun 48 Stunden selbst überlassen bleibt, bis er gut gebrannt ist. In der Umgegend von Paris macht man hierbei 25 Procent Gewinn, da ein Kohlenziegel vier gewöhnliche Ziegel gut brennt. Die Festigkeit der Kohlenziegel ist aber so groß, als diejenige der anderen Ziegel desselben Brandes, und zwar circa 25 Kilogramme pro Quadratcentimeter; sie ziehen auch ungefähr ebensoviel Wasser an. Da sie 30 Procent leichter sind, als andere Ziegel, und da ihre Porosität dem Anhaften des Bewurfs und Mörtels sehr günstig ist, so finden sie vielen Beifall.

Pfeilergründungen. — Die „Annales d. ponts et chauss.", 1857, 3. cah., liefern einen interessanten Beitrag zu der Frage, ob man die stromaufwärts gekehrte Stirn der Brückenpfeiler mehr vor Unterwaschungen zu schützen trachten müsse, oder die stromabwärts gekehrte Seite, indem der Oberingenieur Müntz folgende Beobachtungen hierüber mittheilt. An der 10 Jahre alten Eisenbahnbrücke über die Doller bei Staffelden senkte sich in Folge eines Hochwassers die Brücke von der Unter- nach der Oberwasserseite und erhielt einen bedeutenden Riß der Länge nach. Eine ebensolche Neigung von 4 bis 20 Centimeter beobachtete man an der Brücke über den Ill bei Meyenheim, welche auf Pfahlrost steht, doch konnte man diese Brücke erhalten, und sie scheint sich in Folge vorgenommener starker Anschüttungen vor den oberen Pfeilerköpfen beruhigt zu haben. An der 290 Jahre alten Brücke über die Lauch bei Colmar, welche auf einem Schwellenrost fundirt ist, zeigen die 8 Bögen Senkungen von 0 bis 18 Centimeter von hinten nach vorn bei 5,65 Meter Breite, und die stromaufwärts gerichtete Stirnfläche der Brücke hängt 3,6 bis 22,7 Centimeter über bei 3,8 Meter Höhe, kurz, diese Brücke scheint sich um ihre Längenaxe gedreht und um einen Winkel von 45 Minuten nach vorn gesenkt zu haben.

Diese Data bestätigen die schon früher in demselben Journale (4. et 6. cah. de 1856) niedergelegten zahlreichen Beobachtungen über die Nothwendigkeit der guten Verwahrung der stromaufwärts gerichteten Pfeilerköpfe und zeigen das Irrige der Ansicht, daß die stromabwärts gerichteten Köpfe der Pfeiler den Unterwaschungen mehr ausgesetzt seien. Es bilden sich vielmehr vor den vorderen Pfeilerköpfen bei Hochwasser tiefe Auskolkungen, welche die Senkung nach vorn und den Einsturz der Pfeiler zur Folge haben können, wenn die Fundamente nicht gegen solche Auswaschungen gesichert sind.

Anwendung des Arnoux'schen Eisenbahnsystems in Spanien. — In Spanien hat man für eine Kohlenbahn, welche das Kohlenbassin von San-Juan de las Abadesas mit der Eisenbahn von Barcelona nach Granollero verbinden soll, das Arnoux'sche System angenommen, indem diese 100 Kilometer lange Bahn nach dem gewöhnlichen System 41, nach dem Arnoux'schen System aber nur 26 Millionen Francs kosten soll. Letzteres System läßt also in diesem Falle eine Ersparniß von 150000 Francs pro Kilometer realisiren.

Briefkasten.

Gestatten Sie mir zur Berichtigung und Ergänzung meines Aufsatzes über die Niagara-Eisenbahn-Hängebrücke folgende Bemerkungen beizufügen. Auf Seite 29 muß es heißen: die Niagarabrücke bildet eine viereckige Röhre von 19 Fuß lichter Weite und 17 Fuß Höhe. Die Entfernung der Verankerungswiderlager von den Tragpfeilermitteln beträgt $112\frac{1}{2}$ und nicht 134 Fuß, wie Seite 30 fälschlich erwähnt wurde. Die Tragpfeiler messen auf ihrer untersten Schicht, d. i. im Niveau der Eisenbahn, 15 Fuß im Quadrat, oben unter den Sätteln nur 8 Fuß im Geviert; ihre Höhe beträgt 56 Fuß über dem Eisenbahnniveau, ihre seitliche Entfernung von einander 39 Fuß. Zwischen den Verankerungsmauern und den Eisenbahngleisen sind Blumenbeete angelegt, sodaß die silberglänzenden Hängetaue sich gleichsam aus Blumen emporwinden, was von den Sätteln aus einen sehr freundlichen Anblick darbietet. Ursprünglich wollte Röbling die Taue aus Löwenrachen heraustreten lassen, was aus Sparsamkeitsrücksichten unterbleiben mußte. Der Gesammtinhalt des Mauerwerks beträgt 156897 Cubikfuß, wovon auf die Newyork-Seite 94473 und auf die Canada-Seite 62424 Cubikfuß kommen. — Zur Anfertigung der vier Hängetaue wurde nahe an eine Million Pfund Eisendraht verbraucht. Vom April 1856 bis April 1857 betrugen die Gesammteinnahmen 46470 Dollars, die Ausgaben dagegen nur 4507 Dollars, was mehr als 10 Procent Dividende ergiebt. Anbei erhalten Sie auch die Zeichnung der hölzernen Landbrücken zwischen der Verankerung und den Tragpfeilern, welche sich durch ihre eigenthümlichen verstärkten Balken auszeichnen.*)

Dresden, d. 3. Jan. 1858.

B. Hager.

In Heft 1, Seite 7, zweite Spalte, Zeile 8 und Zeile 11 von oben ist „$R + R_1$" zu streichen und ferner Zeile 12 zu Ende „$(R + R_1)$" hinzu zu setzen.

Zürich, d. 8. Jan. 1858.

F. Reuleaux.

*) Wir müssen leider die Veröffentlichung dieser Zeichnung bis auf eines der nächsten Hefte verschieben. D. Red.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

des

Civilingenieur.

№ 3.

Literatur.

Praktisches Taschenbuch für Ingenieure und Techniker. Nach Haslett und Hackley's Book of Reference and Engineer's Field-book, deutsch bearbeitet von Dr. D. Brauns. Braunschweig. Verlag der Schulbuchhandlung. 1858.

Nachdem erst vor Kurzem die mit vielem Beifall aufgenommene Sammlung: „Des Ingenieurs Taschenbuch". Herausgegeben von dem Verein „die Hütte". Berlin, Verlag von Ernst & Korn (Gropius'sche Buch- und Kunsthandlung), 1857; erschienen ist, möchte es zweifelhaft sein, ob das vorstehend angezeigte „Praktische Taschenbuch u. s. w." noch im Stande sein werde, Interesse zu erwecken und Verbreitung zu erlangen. Vergleicht man jedoch beide Sammlungen genauer, so zeigt sich, daß sie sich gegenseitig ergänzen und daß jede ihre besonderen Vorzüge hat. Des „Ingenieurs Taschenbuch" ist nach einem wirklich systematischen Plane angelegt und trägt specifisch deutsches Gepräge, wogegen Brauns' „Praktisches Taschenbuch", trotz der Bearbeitung, seinen englischen (oder richtiger, amerikanischen) Ursprung ganz entschieden verräth, und daher namentlich den Freunden der englischen Pocket-books willkommen sein wird. Trotz des außerordentlich geringen Umfanges (es ist ungefähr halb so stark, als „des Ingenieur's Taschenbuch") ist letzteres Buch so ungemein reichhaltig, daß es uns zu weit führen würde, den Inhalt hier näher durchzugehen. Besonders hervor zu heben ist ein Abschnitt über Eisenbahncurven und Weichen nebst den erforderlichen Tabellen, und dieser Abschnitt zeichnet das Brauns'sche Taschenbuch vor allen ähnlichen aus. Reich an Tabellen ist auch der Abschnitt über die Festigkeit, indem meist die ursprünglichen Versuchsdata angeführt sind, auf welche sich die Formeln stützen, sowie derjenige über die Dampfkraft und die Dampfmaschinen. Daß in der Hauptsache das englische Maß- und Gewichtssystem beibehalten worden ist, wird Niemand tadeln, da es beim Eisenbahnwesen und Maschinenbau in Deutschland noch allgemeiner verbreitet ist, als irgend ein anderes Maßsystem. Die beigefügten Beispiele und der wörtliche Ausdruck der Formeln tragen oft sehr wesentlich zur Deutlichkeit bei und werden Vielen willkommen sein. Der dritte Abschnitt enthält unter der Ueberschrift: „technologische Zugabe" allerhand Notizen über Legirungen, Metallüberzüge, Firnisse, Kitte und Zeichnenmaterialien, die zwar, streng genommen, nicht dahin gehören, sich aber in bescheidenen Grenzen halten, und daher keinen Tadel erfahren werden. Das Nachschlagen wird sehr durch das am Schlusse beigegebene alphabetische Register erleichtert. Die äußere Ausstattung des Buches ist vollkommen in englischem Style gehalten.

Geometrische Formeln und deren Anwendung auf die Baupraxis nebst einer Tabelle über die Festigkeit der Materialien, mit praktischen Beispielen versehen von F. Müller. Nebst einem Anhange: Verhältnisse, nach welchen die Materialien bei Landbauten berechnet werden. 87 Holzschnitte. Leipzig. F. A. Brockhaus. 1858.

Diese Zusammenstellung geometrischer Formeln verdient sowohl wegen ihrer zweckmäßigen Auswahl, als wegen der beigefügten praktischen Beispiele, alles Lob und zeichnet sich sehr vortheilhaft vor ähnlichen Formelsammlungen in manchen Baukalendern u. s. w. aus.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Jahrg. I, Heft 7 bis 12.

Simony, Zirkel zur Darstellung der Form der Räderzähne. — Um eine richtige Cycloidenverzahnung zu erhalten, muß man bekanntlich einen Kreis, dessen Durchmesser dem Radius des Getriebes gleich ist, sowohl innerhalb als außerhalb auf dem Theilkreise der Räder abwälzen, und die erhaltenen Epi- und Hypocycloidenbögen geben dann die Zahnform an. Der Simony'sche Radzirkel überhebt den Constructeur dieser Arbeit, indem er nach entsprechender Einstellung sofort die richtigen Cycloidenbögen verzeichnet. Er besteht aus einem Stangenzirkel mit drei Beinen, wovon das mittelste den Drehpunkt abgiebt, ein zweites ein Laufrad trägt und das dritte durch den am Ende eines Querarmes steckenden Bleistift die Curve verreißt. Das Laufrad sitzt an einer Welle, welche mittelst conischer Räder ihre Bewegung auf das die Bleistifthülse tragende Bein überträgt; denkt man sich daher diesen Stangenzirkel um seine mittelste Spitze gedreht, so beschreibt das Laufrad einen Kreis (den Grundkreis oder Theilkreis) während es sich zugleich um seine Welle dreht, und das dritte Bein des Zirkels wird ebenfalls im Kreise herumgeführt, aber zugleich durch die conischen Räder um seine Axe gedreht, sodaß die am Ende des Querarmes sitzende Bleistiftspitze einen Epicycloidenbogen oder einen Hypocycloiden-

bogen verzeichnet, je nachdem der Abstand derselben vom mittelsten Drehpunkte gleich der Summe oder der Differenz aus den Radien des Grundkreises und des erzeugenden Kreises ist. Das Instrument kann aber auch zur Verzeichnung der Evolventen benutzt werden, nur wird alsdann ein anders eingerichteter Bleistiftträger angewendet. Derselbe wird während der Drehung des Stangenzirkels nicht blos mit gedreht, sondern auch um die Länge des Bogens, um welchen der Zirkel gedreht worden ist, länger, sodaß der Bleistift genaue Evolventenbögen verzeichnet. Der Preis des Simony'schen Radzirkels beträgt bei 4 Fuß Länge 23 Thaler und pro Fuß mehr Länge 1 Thaler mehr; die Vorrichtung zum Evolventenzeichnen kostet außerdem 7 Thaler. Man kann mit einem vierfüßigen Zirkel die Cycloidenverzahnung für Räder von 4 Zoll bis 6 Fuß Durchmesser und ½ bis 4 Zoll Theilung, und die Evolventenverzahnung für Räder von 3 Zoll bis 8 Fuß Durchmesser verreißen. Adresse: G. Simony, Berlin, Artilleriestraße Nr. 16.

Mac-Naught's Dampfindicator. — Die Einrichtung ist außerordentlich compendiös, indem ein über den kleinen Cylinder, in welchem sich der die Federn zusammendrückende Dampfkolben bewegt, gesteckter Blechcylinder die Papierrolle aufnimmt und die Verlängerung des Federgehäuses bildet. Natürlich giebt dieser Indicator blos geschlossene Curven.

Ordinaire de Lacolonge, Windräder mit veränderlicher Flügelfläche. — Diese aus dem „Genie Industrielle", October und November 1856, entlehnte Abhandlung sucht die Beziehungen zwischen der Größe der Flügelfläche und Windgeschwindigkeit auf, um Formeln darüber aufzustellen, in welchem Maße die Flügelfläche reducirt werden müsse, wenn die Windgeschwindigkeit das vortheilhafteste Verhältniß überschreitet.

Grashof, Principien bei der Berechnung von zusammengesetzten Holz- und Eisenconstructionen. — Diese sehr interessante Abhandlung giebt Fingerzeige, wie man bei Berechnung der Widerstandsfähigkeit von hauptsächlich aus geraden Stücken zusammengesetzten Constructionen zu verfahren habe und stellt namentlich folgende Regeln auf: a. Man rechnet so, als ob diejenigen festen Verbindungen, deren Unverschieblichkeit als unwesentlich angesehen werden kann, lose Verbindungen wären. b. Man betrachtet mehrfach unterstützte continuirliche Balken als aus kürzeren, auf den Stützpunkten frei aufliegenden Stücken bestehend. c. Man kann bisweilen manche lose und selbst feste Verbindungen ganz außer Acht lassen und d. sogar die weniger wesentlichen Stücke als nicht vorhanden ansehen. e. Man denkt sich ein complicirteres System aus mehreren einfacheren zusammengesetzt, oder macht ähnliche erleichternde Voraussetzungen. f. Man vernachlässigt den Einfluß der Elasticität, indem man gewisse Theile für vollkommen starr ansieht. — Die Darlegung dieser Methoden an geeigneten Beispielen wird versprochen.

Borsig's Krahnbohrmaschine. — Die Krahnbohrmaschinen sind vorzüglich für Kesselschmieden und Montirungswerkstätten passend, weil sie viel von der auf das Ausrichten der meist schweren Arbeitsstücke verlorenen Zeit ersparen. Die hier durch Zeichnung und Beschreibung erläuterte Einrichtung ist einfacher und billiger, als die sonst übliche Construction, und man kann namentlich von Ernst Raabe in Moabit bei Berlin kleinere Maschinen von 6 Fuß Länge des Auslegers mit 2 Fuß Verstellbarkeit des Krahngestells und 1 Fuß Verstellbarkeit der Bohrspindel in verticaler Richtung billig beziehen. Mit Wandplatte zum Anschrauben kostet eine solche Krahnbohrmaschine 800 Thaler, mit freistehender Säule 1200 Thaler.

Nose, eiserne Gitterbrücken auf der Braunschweigischen Südbahn. — Entlehnt aus dem „Organ", 1856.

Euler, Construction eiserner Dächer. — Herr Euler beschreibt die von ihm ausgeführte Construction des sogenannten Baumwollenschuppens in Ludwigshafen. Das Dach wird von drei Reihen gußeiserner Säulen getragen, wovon die mittelste unter dem Forst steht. Statt gewöhnlicher Sparren sind gußeiserne, aus vier Theilen zusammengesetzte Gespärre angewendet, welche durch schmiedeeiserne Zugstangen statt der Balken verbunden sind. Der Quadratmeter bedeckte Fläche kostete nur 4½ Gulden mehr, als nach dem Anschlage für Holzbedeckung. Die Construction wog inclusive Eindeckung mit Wellenblech Nr. 19 115 Pfund, wobei die Gespärre 18 Meter Spannweite haben und 5 Meter weit auseinander stehen. Die Eindeckung mit Wellenblech wird warm empfohlen, indem sie die größtmögliche Freiheit in der Construction gestatte. Die Tragkraft der Bleche ist so groß, daß man sie auf 2,25 Meter frei legen kann. Nachfolgendes Täfelchen giebt einige Data über dieses Material:

Nummer der Blechlehre	Dicke des Bleches		Gewicht der rohen Bleche pro Quadratmeter	Wellenblech, 0,55 Meter breit, 2,4 Meter lang												
				Gewicht einer Tafel pro Quadratmeter		Gewicht der fertigen Dachfläche mit Anstrich pro Quadratmeter	Preis pro Centner loco Werk				Preis der fertigen Dachfläche exclusive Fracht					
							roh		mit Feder und Anstrich		pro Centner		pro Quadratmeter			
	Pariser Linie n	Millimeter	Pfund	roh Pfund	mit Anstrich und Feder Pfund	Pfund	Fl.	Kr.	Fl.	Kr.	Fl.	Kr.	Fl.	Kr.		
16	10/16	1,4099	22,034	25,250	27,050	33,460	15	30	16	45	17	15	5	36		
17	9/16	1,2689	19,831	22,726	24,526	29,431	15	45	17	—	17	30	5	10		
18	8/16	1,1279	17,627	20,200	22,000	26,400	15	45	17	15	18	—	4	45		
19	7/16	0,9869	15,433	17,685	19,485	23,382	15	45	17	30	18	15	4	16		
20	6/16	0,8459	13,220	15,150	16,950	20,340	16	—	17	45	18	45	3	50		
21	5/16	0,7049	11,017	12,625	14,425	17,310	16	—	18	15	19	15	3	20		

Der Anstrich wurde in folgender Weise gegeben: Man befreite die Bleche durch Abreiben mit trockenem Sandstein von dem Zunder und trug kalt einen Cementtheeranstrich auf, welcher weniger abzublättern scheint, als heiß aufgetragener Asphaltfirniß.

Wiebe, über die Festigkeit der Bleche und Vernietungen. — Mitgetheilt aus dem unter der Presse befindlichen Werke des Verfassers „die Maschinenbaumaterialien und deren Bearbeitung".

Durchstoß von Sharp, Stewart & Co. Atlas Works, Manchester. — Der dargestellte Durchstoß zeichnet sich dadurch aus, daß alle Bewegungstheile sammt Schwungrad auf demselben Gestell ruhen und daß der Stoßblock direct durch die Maschine, nicht durch das Gegengewicht gehoben wird, welches oft dazu nicht ausreicht. Der Stoßblock wird durch ein Excentric bewegt, kann jedoch nach erfolgtem Niedergange einige Zeit ruhen, ehe er wieder angehoben wird, auch ist eine sehr zweckmäßige Ausrückevorrichtung angebracht. Die Bewegungsübertragung erfolgt durch Riemen und es können damit Löcher bis zu 1⅛ Zoll Durchmesser in 1¼ Zoll starkes Eisenblech gestoßen werden.

Neumann, der Kunersdorfer Viaduct. — Der Oberbau dieses auf der Kreuz-Küstrin-Frankfurter Eisenbahn befindlichen Viaductes wird aus drei 13¾ Fuß weiten Gitterbrücken gebildet, wovon die mittelste 59 Fuß, die beiden äußeren 50½ Fuß Spannweite haben. Die Gitterträger sind 6½ Fuß hoch und mit Querträgern in Abständen von resp. 6 Fuß 2⅓ Zoll und 5 Fuß 11,6 Zoll versehen, worauf 2 hölzerne, 4 Fuß 9⅛ Zoll auseinanderliegende Langschwellen unter den Geleiseschienen ruhen. Die Gürtungen sind aus 4 Zoll breiten ⅝ Zoll starken Winkeleisen und 9 Zoll breiten, 7/16 Zoll starken Platten gebildet und dabei sind die Stöße aufs Sorgfältigste vertheilt und durch besondere 31½ Zoll lange, 9/16 Zoll starke Deckwinkel und 3 Fuß lange, ½ Zoll starke Deckplatten verstärkt. Das Gitterwerk ist ein siebenfaches und besteht aus unter 45° geneigten, zusammengenieteten 3 Zoll breiten, ½ Zoll starken Gitterstäben, ist aber an den Auflagerungsstellen durch Bleche und Absteifungseisen verstärkt. Zwischen den Winkeleisen der Gürtungen sind Futterstücke aus Ringen angebracht und die leeren Räume mit Asphalt ausgegossen. Die Gitterträger ruhen an einem Ende auf einer ebenen Unterlagsplatte, am anderen Ende auf Rollen. Die Querträger sind ebenfalls Gitterbalken, 20 Zoll hoch und durch unter 45° geneigte, von den Gürtungen der Hauptgitterwände auslaufende Platten in der halben Höhe der Tragwände an diesen befestigt. Die Horizontalverstrebung besteht aus Blecheisenstäben, welche diagonal drei Querträger verbinden. Das Eigengewicht der Brücke beträgt 1204 Pfund pro Fuß lichter Weite, und die Maximalbelastung ist zu 3060 Pfund angenommen. Auf 3⅖ Pfund Brückentheile kommt 1 Nietloch und auf 11 Pfund Brücke 1 Niete. Die Nieten in den Gürtungen sind 1 Zoll, in dem Gitterwerk ⅞ Zoll stark.

Duske, die selbstthätige doppelte Keilloch- und Nuthenbohrmaschine von Sharp, Stewart & Co. in Manchester. — Bei der Whiteworth'schen Keilloch- und Nuthenbohrmaschine (welche auch durch Freund & Co., und J. Lehmann in Berlin für 460 Thaler zu beziehen ist) wird das Arbeitsstück um soviel als die Länge des Keilloches beträgt, verschoben, während ein Bohrer dasselbe ausfraist; bei der hier beschriebenen doppelten Keillochbohrmaschine bleibt dagegen das Arbeitsstück fest liegen und die Bohrständer verschieben sich ganz gleichförmig um die erforderliche Länge, so daß gleichzeitig zwei genau gleiche und parallele Löcher oder Nuthen (z. B. an den Enden der Pleilstangen u. s. w.) hergestellt werden. Die Maschine, welche 1800 Thaler kostet, arbeitet sauberer und schneller, als die erwähnte einfache Keillochbohrmaschine.

Wiebe, Berechnung der Stufenscheiben. — Mitgetheilt aus dem bereits citirten Werke „die Maschinenbaumaterialien". Wenn man bei Stufenscheiben die Annahme macht, daß die Summe der zusammengehörigen Scheibenhalbmesser R und r für jedes Umsetzungsverhältniß $u = \frac{R}{r}$ dieselbe $= 2R_1$ sei, so begeht man einen Fehler, der durch die Formel

$$f = \frac{2e}{\pi}\left[\sqrt{1-\left(\frac{R-r}{e}\right)^2} - \left(1-\varphi\frac{R-r}{e}\right)\right]$$

ausgedrückt wird, wenn e den Abstand der beiden Stufenscheiben, und φ den Winkel bedeutet, dessen Sinus gegeben wird durch

$$\sin\varphi = \frac{R-r}{e}.$$

Es ist nämlich

$$R + r = 2R_1 - f, \text{ also } r = \frac{2R_1 - f}{u+1} \text{ und}$$

$$R = (2R_1 - f)\frac{u}{u+1}.$$

Nachstehendes Täfelchen giebt die Größe $\frac{f}{e}$ für verschiedene Verhältnisse von $\frac{R-r}{e}$ und mit Hilfe desselben berechnet man dann leicht die wahren Halbmesser der correspondirenden Stufenscheiben.

Werthe von $\frac{R-r}{e}$	Werthe von φ			Werthe von $\frac{f}{e}$
	Grade	Minuten	Bogenlänge	
0,10	5	44⅓	0,10016	0,00319
0,15	8	38	0,15068	0,00718
0,20	11	32	0,20129	0,01278
0,25	14	29	0,25278	0,01930
0,30	17	28	0,30485	0,02887
0,35	20	29	0,35750	0,03941
0,40	23	34	0,41131	0,05164
0,45	26	45	0,46687	0,06562
0,50	30	—	0,52360	0,08137
0,55	33	22	0,58236	0,09897
0,60	36	53	0,64374	0,11848
0,65	40	33	0,70773	0,13997
0,70	44	26	0,77551	0,16356
0,75	48	35	0,84794	0,18938
0,80	53	8	0,92735	0,21762
0,85	58	12	1,01578	0,24841

Soll nun z. B. von einer Welle mit 40 Umgängen eine andere 40 Zoll davon entfernte Welle mit 80, 60, 40, 20 Umdrehungen umgetrieben werden und der mittlere Halbmesser $R_1 = 10$ Zoll betragen, so hat man annähernd

$$r = \frac{2R_1}{u+1} = 6{,}667;\ 8;\ 10;\ 13{,}333 \text{ Zoll},$$

$$R = \frac{2R_1 u}{u+1} = 13{,}333;\ 12;\ 10;\ 6{,}667 \text{ Zoll}.$$

Ferner wird:

$$\frac{R-r}{e} = 0{,}1667;\ 0{,}1;\ 0;\ 0{,}1667 \text{ Zoll}$$

und also nach der Tabelle

$$\frac{f}{e} = 0{,}00904;\ 0{,}00319;\ 0;\ 0{,}00904 \text{ Zoll und}$$

$$f = 0{,}36;\ 0{,}13;\ 0;\ 0{,}36 \text{ Zoll, also endlich genauer:}$$

$$r = \frac{2R_1 - f}{u+1} = 6{,}55;\ 7{,}95;\ 10;\ 13{,}10 \text{ Zoll}$$

$$R = \frac{(2R_1 - f)u}{u+1} = 13{,}10;\ 11{,}92;\ 10;\ 6{,}55 \text{ Zoll}.$$

Man gelangt, wie es scheinen will, mit weniger Umwegen nach der Weisbach'schen Formel zu demselben Resultate. Dieselbe schreibt sich unter Annahme der obigen Bezeichnungen

$$r = \left[1 - \left(\frac{u-1}{u+1}\right)^2 \frac{2R_1}{\pi e}\right] \frac{2R_1}{u+1}$$

(vergl. „Ingenieur- und Maschinenmechanik", Bd. III, §. 35) und giebt dieselben Halbmesser.

Le Banneur's Constructionsverfahren („Génie Industrielle", 1857), welches darin besteht, daß man um die den Axen entsprechenden Mittelpunkte zunächst mit dem Radius, welchen die beiden gleichen Scheiben erhalten sollen, Kreise schlägt, und dann eine gemeinsame Tangente daran zieht und diese halbirt, worauf nun jede durch diesen Punkt gezogene Gerade die Tangente für zwei andere zusammengehörige Scheiben abgiebt, ist nach Herrn Grashof's Untersuchungen auch nur annähernd richtig, läßt sich aber bei größerem Abstand der Stufenscheiben von einander mit genügender Sicherheit anwenden.

Malmedie beschreibt den Drehschlitten, welcher als Surrogat für Drehbänke mit Leitspindel zum Abdrehen cylindrischer Wellen und zum Schneiden von Schrauben von verschiedener Länge, Stärke und Ganghöhe benutzt werden kann. Das Instrument ist nicht neu (vergl. z. B. das „Gewerbeblatt für das Königreich Hannover", 1844, S. 107), verdient aber wegen seiner Nützlichkeit wieder in Erinnerung gebracht zu werden.

Heuser, Rost für Cokes- und Kohlenklein. — Dieser Rost besteht aus $1\frac{1}{2}$ Zoll breiten, $\frac{3}{8}$ Zoll starken flachen Stäben, welche sich an dem einen Ende charnierartig um einen Stab drehen und am anderen Ende derartig an zwei Stäbe vernietet sind, daß der eine alle Stäbe mit ungerader Nummer, der andere diejenigen mit gerader Nummer verbindet. Der Rost geht nun dadurch in eine Art Doppelrost über, daß die letzteren Stäbe etwas tiefer liegen, als die übrigen, und die Entfernung wird durch ein eingelegtes Eisen regulirt. Die Luft tritt durch die entstandenen Glinsen und durch Löcher, womit die Roststäbe versehen werden können, ein; verstopfen sich die Glinsen durch Schlacken, so hebt man den oberen Rost etwas auf, wobei die Schlacken zerrissen werden.

Eisenbahnzeitung, 1857. Jahrg. XV, Nr. 27 bis 52.

Funk, Anweisung zur Herstellung der Ausweichungen. — Diese für die hannoverische Eisenbahn angenommene Anweisung ist aus der „Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover", Bd. II, Heft 4, 1856, entlehnt und verdient alle Beachtung.

Commissionsbericht des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen über die Gitter- und Kettenbrücken, Imprägnirung der Schwellen, Befestigung der Schienen und Bremsvorrichtungen. — Bezüglich der Gitter- und Blechbrücken sind verschiedene Zeichnungen und durchgehends vortheilhafte Berichte eingegangen und es werden daher Erstere vervielfältigt und den verschiedenen Verwaltungen mitgetheilt werden; bezüglich der Kettenbrücken ist man der Ansicht, daß die zeitherigen Constructionen noch unzulässig für den Eisenbahnbetrieb seien, hält es aber für wichtig, über die Niagara-Eisenbahnhängebrücke ausführliche Angaben zu erlangen. Ueber die Hauptfragen betreffs der Imprägnirung der Schwellen, nämlich, welche Substanz, welche Menge davon und welches Verfahren das zweckmäßigste sei, ist eine genügende Auskunft noch nicht zu geben und werden deshalb die Vereinsverwaltungen zu specielleren Mittheilungen veranlaßt werden. Als zweckmäßigste Construction des Oberbaues erkennt man allgemein breitbasige Schienen mit Unterlagsplatten und Verbindungslaschen mit 4 Schrauben an den Stößen und die Befestigung mit Hakennägeln, für Stuhlschienen werden Winkellaschen empfohlen. Ueber die Bremsvorrichtung von Riener fällt man im Allgemeinen ein günstiges Urtheil und empfiehlt deren weitere Experimentirung, kann sie jedoch noch nicht zur allgemeinen Einführung geeignet erachten.

Verhandlungen der Versammlung deutscher Eisenbahntechniker zu Wien. — Es werden ausführlich mitgetheilt die einzuhaltenden Vorschriften über den Eisenbahnbau unter dem Titel: Grundzüge für die Gestaltung der Eisenbahnen Deutschlands, so wie die einheitlichen Vorschriften für den durchgehenden Verkehr auf den bestehenden Vereinsbahnen.

Richter, Erfahrungen mit präparirten Telegraphenstangen. — Nur die nach der in Hannover üblichen Methode mit Zinkchlorid behandelten kiefernen Telegraphenstangen zeigten eine höhere Dauer; weder das Anbrennen, noch das Ueberstreichen angekohlter Stangen mit flüssigem Asphalt, noch das Imprägniren mit Schwefelbarium und Eisenvitriol gewährte einen genügenden Schutz. Die Kosten der Imprägnation mit Zinkchlorid betrugen $2\frac{1}{6}$ bis $2\frac{2}{3}$ Sgr. pro Cubikfuß.

Sippel, über das Legen des Schienengeleises in Curven. — Elementare Darstellung und Berechnung der zu gebenden Ueberhöhung und Erweiterung der Schienengeleise.

Verunglückungen auf den englischen Eisenbahnen. — Von einer Million Reisender wurden ohne eigene Schuld

im Jahre	1852,	1853,	1854,	1855,	1856	
getödtet	0,11	0,35	0,10	0,08	0,07	Personen
verwundet	4,20	2,80	2,97	2,70	2,18	=

wonach die Sicherheit des Reisens in diesem Zeitraume wesentlich zugenommen hat.

(Fortsetzung in der nächsten Nummer.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

des

Civilingenieur.

№ 4.

Literatur.

Die Maschinenbaumaterialien und deren Bearbeitung, eine Zusammenstellung der wichtigsten Erfahrungen über die Eigenschaften des Holzes und der unedlen Metalle, so wie über die Anlage und Einrichtung der Schmiedewerkstätten, Gießereien und mechanischen Werkstätten mit besonderer Berücksichtigung der in denselben gebräuchlichen Maschinen von Friedrich Karl Hermann Wiebe, Professor und ordentlicher Lehrer der Maschinenkunde am Königl. Gewerbe-Institut und an der Königl. Bau-Academie zu Berlin, Ingenieur und Mühlenbaumeister. Mit einem Atlas von 42 Tafeln in gr. Fol. und mit mehr als 100 Holzschnitten. Stuttgart. Verlagsbuchhandlung von Carl Mäken. 1858.

Carl Mäken's Bibliothek technischer Wissenschaften ist durch das vorstehend mit seinem vollständigen Titel angegebene Werk abermals um ein vortreffliches Buch bereichert worden. In der That konnte die umsichtige Verlagshandlung nicht leicht einen geeigneteren Autor zur Abfassung einer Maschinenkunde finden, als den durch seine „Lehre von den einfachen Maschinentheilen" so rühmlich bekannten Herrn Verfasser, welchem durch seine amtliche Stellung und durch seinen Aufenthalt an einem der bedeutendsten Sitze des Maschinenbaues ein reiches Material und treffliche Erfahrungen zu Gebote stehen mußten. Dieses Werk, dessen erste Abtheilung auf 21 Bogen von den Maschinenbaumaterialien, und dessen zweite Abtheilung auf 20 Bogen von der Bearbeitung derselben handelt, wird denn auch für Alle, die sich dem Maschinenfach widmen, eine reiche Quelle der Belehrung werden, und hat vor dem unübertroffenen „Handbuch der mechanischen Technologie" von Karmarsch, dessen erster Band bekanntlich dieselben Gegenstände behandelt, den großen Vorzug voraus, daß es mit einem trefflichen Atlas ausgestattet ist und die Theorie der Werkzeugsmaschinen giebt. Bei dem großen Umfange desselben und der Beschränktheit unseres Raumes können wir auf eine speciellere Besprechung des Inhaltes nicht eingehen, da das einfache Inhaltsverzeichniß bereits einen halben Bogen füllen würde. Die großen Schwierigkeiten, welche bei einem derartigen Werke die Bewältigung des vorhandenen Materials, seine Sichtung und zweckmäßige Auswahl und Vertheilung verursachen, und die glückliche Weise, in welcher diese Schwierigkeiten überwunden worden sind, zeigen, daß der Herr Verfasser vollständig Herr seines Gegenstandes ist, und müssen auch Denjenigen, welche nicht ganz unbedingt mit der Ausdehnung und dem Plane dieses Werkes einverstanden sein sollten, die vollste Anerkennung abgewinnen. — Sei es uns daher schließlich nur gestattet, den Wunsch auszusprechen, daß bei einer folgenden Auflage, welche gewiß baldigst zu erwarten steht, unter den Maschinenbaumaterialien auch der Dichtungs-, Schmierungs- und Liderungsmaterialien, der Kitte und Anstriche, so wie der Riemen und Treibgurte als verwandter Gegenstände gedacht und den in neuerer Zeit immer wichtiger werdenden Holzbearbeitungsmaschinen und Werkstätten einiger Platz eingeräumt werden möchte.

K. B.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Eisenbahnzeitung, 1857. Jahrg. XV, Nr. 27 bis 52. (Schluß.)

Eiserne Telegraphenstangen. — Zwischen Sissach und Olten auf der schweizerischen Centralbahn sind neuerdings eiserne Telegraphenstangen statt der hölzernen, welche kaum 4 bis 6 Jahre halten, angewendet worden, um über ihr Verhalten Erfahrungen zu gewinnen. Die Stangen sind von Winkeleisen, 3,15 Meter lang, 51 Millimeter breit, 4,5 Millimeter stark und 21,18 Kilogramme schwer und kosten 8,05 Francs pro Stück. Sie stehen in Geraden 60, in Curven 30 bis 45 Meter weit auseinander und sind in 40 Centimeter dicke und breite, 80 Centimeter lange Steine 25 Centimeter tief eingelassen und mit Cement verkittet. Die Isolatoren sind an 15 Centimeter langen, 40 Centimeter übereinanderstehenden Armen befestigt. Rechnet man für hölzerne Telegraphenleitungen pro Wegstunde (4800 Meter)

80 geschälte u. angekohlte Holzstangen à 3,5 Frcs.	= 280 Frcs.
Transport für dieselben à Stück 2 Frcs. . .	= 160 „
80 Isolatoren von schwarzem Glas sammt Aufstellung à 0,5 Frc.	= 40 „
80 Spitzträger mit Ring und Dach sammt Befestigung à 1 Frc.	= 80 „
530 Pfund Drath à 0,37 Frc.	= 196 „
Ziehen des Drathes pro Stange 0,3 Frc. .	= 24 „
so erhält man für die erste Anlage . . .	780 Frcs.

wogegen sich der Aufwand beim eisernen System herausstellt zu 1570 Francs, nämlich für

100 Steine incl. Transport u. Versetzen à 4 Frcs.	= 400 Frcs.
100 Stangen à 8,05 Frcs.	= 805 „
Transport und Versetzen der Stangen à 0,6 Frc.	= 60 „
100 Spitzträger sammt Befestigung à 0,35 Frc.	= 35 „
100 Isolatoren sammt Aufsetzen, wie oben .	50 „
Drath sammt Ziehen desselben	220 „
Anlagekosten	1570 Frcs.

Berücksichtigt man dagegen die Erneuerung der Holzstangen in sechsjährigen Zwischenräumen, welche jedesmal zu 440 Frcs. angesetzt werden kann, so stellt sich schon nach 24 Jahren das eiserne System als bedeutend billiger heraus.

Die Karstbahn. — Die Laibach-Triester Eisenbahn gehört zu den interessantesten und großartigsten Bahnen des österreichischen Kaiserthumes und überhaupt der Gegenwart. Sie hat die Wasserscheide zwischen der Save und dem adriatischen Meere zu übersteigen, ist durch sehr wasserarme Gegenden hindurchzuführen und ist dabei den bekannten Nordostwinden, der heftigen „Bora", ausgesetzt. Die Länge der Strecke beträgt $18^{7}/_{8}$ Meilen. Die bedeutendsten Bauten waren der 1246 Klafter lange Damm durch den Laibacher Moor, zu welchem etwa 100000 Cubikklaftern Steinmaterial verwendet wurden, ferner der 300 Klafter lange, 120 Fuß hohe Franzdorfer Viaduct mit 2 Etagen zu 22 Bögen, zu welchem 100000 Cubikfuß Quadern, ebensoviel Bruchsteine und 5 Millionen Backsteine gebraucht wurden, die 6 Tunnels auf der 1 Meile langen Strecke zwischen Kal und Raunah von 143 bis 282 Klaftern Länge, die 20000 Klafter lange, gußeiserne Röhrenfahrt von Ober-Lezece zur Speisung mehrerer Stationen am südwestlichen Abhange des Karstgebirges, der 349 Klafter lange, 60 Fuß hohe Viaduct aus weißem Marmormuschelkalk bei Nabresina, die $1^{1}/_{2}$ Meilen lange Röhrentour von Aurisina für die Stationen Nabresina, Grignano und Triest, welche mittelst Cornischer Dampfmaschinen aus der Santa Croce-Quelle gespeist wird, der 168 Klaftern lange Viaduct in Barcola, der Tunnel von S. Bartolomeo (145 Klaftern lang), der bedeckte Viaduct über das Lazareth und der Stationsplatz zu Triest, zu welchem ungeheuere Gründungs- und Planirungsarbeiten erforderlich waren. Die bedeutendste Höhe ist bei Adelsberg (1900 Fuß über dem Meere), die stärkste Steigung 1 : 80, der kleinste Krümmungshalbmesser 100 Klafter.

Zusammenstellungen über Axbrüche auf den deutschen Vereinsbahnen. — Es sind dem Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen von 17 Bahnverwaltungen über 374 Axbrüche Nachweisungen gegeben worden. Die größte durchschnittliche Meilenzahl haben die Axen der Berlin-Anhalter Eisenbahn (25477 Meilen), die geringste die Axen der Westphälischen und Lübeck-Büchener Eisenbahn (3443 Meilen) zurückgelegt. Eine Vorschrift über die zulässige Meilenzahl zu geben, scheint unzweckmäßig. Zwei Drittel der Axbrüche fanden bei Güterzügen statt. Die aus Patent-Bündeleisen fabricirten Axen hatten die größte Dauer. Die meisten Brüche erfolgten an der inneren Seite der Radnabe und zeigten einen alten Anbruch. Die Mehrzahl der gebrochenen Axen hatte eine normale Belastung mit 7000 Pfund und zur Zeit des Bruches mit 4000 Pfund, wogen 200 Pfund und trugen 900 Pfund schwere Räder von 3 Fuß Durchmesser, ruhten in Compositionslagern mit Oelschmiere und Lagerbüchsen mit Führungen und horizontalem Spiel. Die meisten Axbrüche geschahen bei voller Geschwindigkeit und waren ohne bedeutend nachtheilige Folgen. Man empfiehlt daher, die Axen bis zum Bruch oder Anbruch beizubehalten, aber mit Nothlagern zu versehen.

Borggreve, Beschädigung der Telegraphenleitungen durch die Bewegung der Stangen. — Der Verfasser erkärt die so häufig beobachteten Brüche der Isolatoren und Dräthe durch die drehende Bewegung, welche in Folge des spiralen Faserlaufes an den Stangen entsteht, wenn einseitige Durchnässung oder Durchwärmung auftritt, und welche bei langen Stangen am Zopfende 20 bis 25 Grad betragen kann. Man möge daher eiserne Säulen anwenden, oder den Dräthen am Aufhängepunkte genügenden Raum zu freier Bewegung lassen.

Die Isarbrücke bei Großhesselohe auf der München-Rosenheimer Bahn. — Die Brücke hat zwei mittlere Oeffnungen von 185 Fuß bayerisch und zwei äußere Oeffnungen von $97^{1}/_{4}$ Fuß Spannweite, ist für zwei Geleise und Fußwege mit 34 Fuß Breite angelegt, und ist mit vierfachen eisernen Trägern nach Pauli'scher Construction in 6,2 Fuß Abstand von einander überspannt, über welche die in 4,84 Fuß von einander befindlichen Querträger zu beiden Seiten 7,3 Fuß vorragen, um die Fußwege zu tragen. Die 20 Fuß hohen Träger haben Bogenform, sodaß die obere Gurtung wie ein Gewölbebogen, die untere wie eine Hängekette in Anspruch genommen und auf die 10 Fuß starken Pfeiler kein Horizontalschub ausgeübt wird. Die Eisentheile wurden vor der Verwendung einer Probebelastung von 200 Zollcentnern pro Quadrat Decimalzoll unter Prellung mit Hammerschlägen unterworfen, dann vom Eisenzunder befreit und in Leinöl gesotten, ehe sie an Ort und Stelle zusammengestellt wurden. Sie wurden nur kalt behandelt, daher auch nicht durch Nieten, sondern mittelst Bolzen in conisch ausgeriebenen Löchern zusammen geschraubt. Die Querträger sind ebenfalls von Eisen und wurden erst eingebracht, nachdem die sich selbst überlassenen Bogenträger ausgerüstet waren und sich gesetzt hatten. Die Probebelastung (60 Centner pro laufenden Fuß Brücke) wurde mittelst aufgefahrener Schienen bewirkt, und es ergab sich bei der zweiten Oeffnung eine elastische Einbiegung von 0,181 Fuß und eine bleibende Einsenkung von 0,014 Fuß, ferner bei der Belastung durch drei Maschinen, wovon die eine, mit Tender, verkehrt stand und die beiden anderen mit Tender und Torfwagen versehen waren (zusammen 2505 Centner), eine Einbiegung von 0,05 Fuß und eine größte Seitenschwankung von 0,009 Fuß. Der laufende Fuß Brückenconstruction (excl. das eiserne Geländer) wiegt bei den 185 Fuß weiten Oeffnungen 21,41 Zollcentner und bei den $97^{1}/_{4}$ Fuß weiten Oeffnungen 12,74 Zollcentner und kostet resp. 677,9 Fl. und 407,55 Fl. Durchschnittlich kostet der Fuß der ganzen 594,4 Fuß langen Brücke sammt Gesims, Geländer rc. circa 555 Fl.

Krupp'sche Gußstahlaxen. — Der Verfertiger dieser Axen sucht zu belegen, daß von seinem Fabrikat nur gehärtete Gußstahlaxen gebrochen seien, daß aber die ungehärteten sich als die einzig zuverlässigen Axen bewährt hätten und daß sie in Anbetracht der Möglichkeit, sie schwächer zu machen, als andere Axen, so wie in Bezug auf größere Sicherheit gegen Erhitzung der Lagerschenkel und auf Schmiereersparniß, so wie durch die Entbehrlichkeit der Nothlager, durch die Sicherheit gegen Betriebsstörungen, endlich durch die Unveränderlichkeit des Werthes des Materials, trotz der größeren Anschaffungskosten dennoch die wohlfeilsten seien.

Boucherie's Imprägnationsverfahren. — Diese Methode beruht auf dem Saftlauf der Hölzer, weshalb dazu frisch gefällte Hölzer am tauglichsten sind. Wenn gleich nach dem Fällen die Aeste und der Gipfel der Bäume abgeschnitten wird, so können die im December bis März gefällten Bäume ohne Anstand bis Ende Mai imprägnirt werden, die vom April bis September gefällten Bäume dürfen aber nur 14 Tage liegen. Die Imprägnationsflüssigkeit ist eine Kupfer-

vitriollösung von $1/_{100}$ Gehalt und sie wird unter einem Drucke von 10 bis 15 Meter Wassersäule injicirt, wozu die Klötze folgendermaßen vorgerichtet werden. Man nimmt Klötze von 0,25 bis 0,4 Meter Stärke und der Länge zweier Schwellen, führt bei der halben Länge einen Schnitt, der nur etwa 3 bis 4 CentimeterHolz stehen läßt, und bohrt bei 0,1 Meter seitwärts vom Schnitt ein schiefes Loch, welches etwa bei 0,1 Meter Tiefe auf dem Schnitte ausmündet, treibt dann Keile unter, bis der Schnitt etwa 1 Centimeter weit aufmacht und legt ein Stück Seil, das nach den Enden zu dünner wird, ringförmig ein, sodaß es nach Entfernung der Keile in dem Spalte festgeklemmt wird und einen engen hohlen Raum einfaßt, in welchem das erwähnte Bohrloch ausmündet. In letzteres wird nun eine mit einem Kautschukrohre versehene Holzröhre mit Hahn eingesteckt und das Kautschukrohr an dem 10 bis 15 Meter höher stehenden Saugbottich befestigt. Nach Oeffnung des Hahnes dringt die Kupfervitriollösung ein und verdrängt den Holzsaft, welcher an den Enden ausströmt, bis nach 36 bis 48 Stunden dreimal soviel Flüssigkeit abgelaufen ist, als das Holzvolumen beträgt und der Gehalt der ausströmenden Lauge 666 Gramme auf 100 Kilogramme Wasser zeigt. Auf einem Werkplatze von 50 Meter Länge können so in 48 Stunden 50 Doppelklötze oder täglich 100 Schwellen imprägnirt werden, und es bleiben 5 bis 6 Kilogramme Kupfervitriol pro Cubikmeter Holz in den Schwellen. Die durchgelaufene Flüssigkeit wird durch eine Pumpe wieder in den oberen Bottich gehoben und durch neuen Vitriolzusatz auf den richtigen Inhalt gebracht. Die Geschwindigkeit der Imprägnation steht im geraden Verhältniß zum Drucke und im umgekehrten zur Länge der Hölzer, ist aber auch bei größerem Durchmesser viel geringer, als bei schwächerem Holze. Kiefern- und Fichtenholzstangen von 8 Meter Länge (wie zu Telegraphenpfählen) brauchen 5 bis 7 Tage. Der zu verwendende Kupfervitriol muß möglichst rein sein. Der Erfolg ist sehr gut, indem Telegraphenstangen seit 1846 sich unversehrt erhalten haben.

Krupp'sche Waggonräder von Gußstahl. — Krupp fertigt seit 1854 Waggonräder aus massiven Radscheiben von Gußeisen mit Gußstahlbandagen und auf Gußstahlaxen gezogen, welche wegen der vollständigen Homogenität der Naben und Scheiben das Aufschrumpfen der Gußstahlbandagen bei einer Spannung gestatten, welche Speichenräder oder schmiedeeiserne Scheibenräder zerdrücken würde, und welche wegen der dadurch erlangten großen Stabilität jedenfalls eine außerordentlich starke Abnutzung der Bandagen gestatten werden.

Kleinere Notizen.

Probefahrt mit einer Arnoux'schen Locomotive. — Für die Eisenbahn nach Orsay hat Arnoux eine achträderige Locomotive mit beweglichem Gestelle gebaut, welche im Auftrage des französischen Ministeriums für Handel und Gewerbe durch die Ingenieure Mary, Avril und Lechatelier geprüft und günstig beurtheilt worden ist. Die beiden Paare Treibräder sitzen auf zwei 1,58 Meter auseinander stehenden Axen und sind gekuppelt. Sie haben 27 Centimeter breite ebene Bandagen ohne Rand. Die Cylinder liegen außerhalb. Die vier anderen Räder sind Leiträder und werden durch Leitrollen nach dem Arnoux'schen System geführt. Die Maschine führt Wasser und Coke bei sich, wiegt 31 bis 32 Tonnen und ruht mit 6000 Kilogrammen Druck auf den Treibrädern. Bei der Probefahrt am 19. Mai vorigen Jahres zog die Maschine einen Zug von 38 Wagen von 171 Tonnen Gewicht, sodaß das ganze Gewicht inclusive Locomotive 203 Tonnen betrug. Der Weg von Bourg-la-Reine nach Orsay wurde in 22 Minuten, der Rückweg in 20 Minuten zurückgelegt, was bei 14 Kilometer Länge eine Geschwindigkeit von resp. 40 und 42 Kilometer pro Stunde giebt. Auf dieser Route sind Steigungen von 3 bis 7 Millimeter pro Meter zu ersteigen und hinabzufahren, was sich nur durch eine geringe Ab- und Zunahme der Geschwindigkeit verrieth. Die Curven wurden ohne alle Störung und Verminderung der Geschwindigkeit durchlaufen, obgleich die Contrecurve bei Palaiseau nur 100 Meter Radius und 270 Meter Länge hat. Es folgt hieraus, daß diese Locomotive mit nahe bei einander liegenden Treibaxen trotz der gekuppelten Räder für sehr starke Curven ebenso gut tauglich ist und ebensoviel leistet, als gewöhnliche Locomotiven mit 4 gekuppelten Rädern auf gewöhnlichen Bahnen, daß die Treibräder mit breiten Radbandagen ohne Rand und Leitrollen die Curven ebenso sicher und mit weniger Widerstand durchlaufen, als die gewöhnlichen Treibräder, daß selbst sehr lange Züge ohne Schwierigkeit Curven von 100, ja von 25 Meter Radius durchlaufen können, und endlich, daß man auch zwei solche Maschinen, wie auf der Victor-Emanuel-Eisenbahn, mit ihren Feuerkisten gegeneinandergestellt zusammenkuppeln könnte, um ausnahmsweise starke Leistungen zu erzielen.

Heizkraft messingener und eiserner Rauchröhren. — In dem „Institution of Mechanical-Engineers“ ist unlängst durch G. Tosh eine Discussion über die vergleichsweise Heizkraft messingener und eiserner Rauchröhren hervorgerufen worden, welche weitere Beachtung zu verdienen scheint. Das „American Railroad-Journal“ tritt nämlich der Ansicht, daß kupferne Rohre, der höheren Wärmeleitungsfähigkeit des Kupfers wegen, vortheilhafter seien, als eiserne, entschieden entgegen und veranlaßte G. Tosh, mit einem freilich etwas unvollkommenen Apparate directe Versuche hierüber anzustellen. Er ließ zwei 6 Zoll weite, 2 Fuß lange cylindrische Gefäße mit einem 2 Zoll weiten Rauchrohre von der Blechstärke Nr. 14 nach der Blechlehre anfertigen, und zwar war bei dem einen Gefäße das Rauchrohr von Eisen, bei dem andern von Messing. Die Gefäße wurden mit Wasser von gleicher Beschaffenheit und Temperatur gefüllt und über einer Gasflamme abwechselnd gleich lange aufgestellt, sodaß man die in gleichen Zeiten durch dieselbe Wärmemenge verdampfte Wassermenge leicht erhalten konnte. Nachstehendes Täfelchen zeigt, wie viel Zoll Wasser in gleichen Zeiten verdampft wurden.

Metall der Rauchröhren	Verdampftes Wasser in Zollen Versuchsnummer								
	1	2	3	4	5	6	7	8	Mittel
Messing .	2	3/4	2 1/2	2 1/8	3	3 1/4	3 1/4	3	2 1/2
Eisen . . .	1 5/8	3/8	2	1 1/2	2 5/8	2 3/4	2 3/4	2 1/4	2

Im Mittel verdampft also das messingene Rauchrohr 25 Procent mehr Wasser, als das eiserne. Ein kupfernes Rauchrohr ergab sogar eine um 56 Procent höhere Verdampfungskraft. Johnson bezweifelt die Zuverlässigkeit dieser

Angaben, da ihm eigene Beobachtungen an einem 160 pferdigen Dampfkessel keine Differenz gezeigt hätten und Prof. Rankine weist auf Versuche von R. Napier hin, welche nur eine geringe Differenz von 3 bis 5 Procent ergaben, so wie darauf, daß hierbei sehr viel auf den Zustand der äußeren und inneren Oberfläche der Röhren ankomme.

Festigkeit gekrümmter Hölzer. — Nachstehende kleine Tabelle über die Festigkeit gekrümmter Hölzer (compass-limbers), wie sie zum Schiffsbau verwendet werden, wird manchem Maschinenbauer willkommen sein. Sie ist entlehnt aus dem Märzhefte des „L'Ingenieur". Bei denjenigen Hölzern, deren concave Seite nach unten gerichtet war, ist ein (a), bei denjenigen, wo sie nach oben gerichtet war, ein (b) beigefügt. Die dritte Columne giebt die Bruchbelastung. Die künstlich gekrümmten Hölzer wurden auf dem sogleich zu beschreibenden Apparate gebogen, nachdem sie an beiden Enden oder auch nur an einem Ende mittelst einer Säge rechtwinkelig zu der Biegungrichtung feine Einschnitte erhalten hatten und so viel Stunden lang gekocht worden waren, als sie Zolle Stärke besaßen.

Relative Festigkeit gekrümmter Hölzer.

Nr.	Bezeichnung		Anfängliche Pfeilhöhe in engl. Zollen	Dichtigkeit in engl. Pfunden	Maximalbelastung in engl. Pfunden	Einbiegung vor dem Bruche in engl. Zollen	Bruchfestigkeit in engl. Pfunden
1.	Krummgewachsene Hölzer	(a)	6	804	680	4	5250
		(a)	8	820	764	8	6016
		(b)	6	822	768	4	6400
		(b)	8	874	762	5	6630
2.	Krummgeschnittene Hölzer	(a)	7½	960	585	4½	4643
		(a)	8½	830	568	6½	4489
		(b)	7½	938	546	2½	4549
		(b)	8½	840	550	1½	4573
3.	Künstlich gekrümmte Hölzer	(a)	2½	798	667	6½	5257
		(b)	7½	810	617	5½	5413
4.	Ungenagelte eingeschnittene Hölzer	(a)	8½	886	517	10½	
		(b)	8½	856	517	6½	
5.	Eingeschnittene Hölzer mit quadratischen Nägeln	(a)	8½	754	712	10½	5698
		(b)	8½	732	665	5½	5880
6.	Desgl. mit runden Bolzen	(a)	6	873	717	11	5789
		(b)	6	873	762	7	6629

Bei den Hölzern unter Nr. 5 sind die durch die Sägenschnitte getrennten Theile durch rectanguläre Stückchen Eichenholz und bei den Hölzern Nr. 6 durch runde kupferne Bolzen wieder verbunden. Die fünfte Columne zeigt, daß die künstlich gekrümmten Hölzer fast eben so stark sind, als die krumm gewachsenen und daß der Widerstand in der Lage (a) meist geringer ist, als in der Lage (b), wo die concave Seite nach oben gerichtet ist. Die von Hookey in Woolwich angewendete Maschine zur Darstellung gekrümmter Hölzer besteht aus einem ungleicharmigen Hebel, an dessen längerem Arme eine locomobile Dampfmaschine anfaßt, während am kurzen Arme eine schmiedeeiserne Form befestigt ist, welche genau dem darzustellenden Holze entspricht. Die Hölzer, welche möglichst astfrei und gerade sein müssen, werden längere Zeit gedämpft und dann mit einem Ende in eine eiserne Rinne gelegt, in welcher sie der Länge nach verschieblich sind, mit dem anderen Ende aber tangential an dem Formbrete befestigt. Fängt nun die Maschine zu arbeiten an, so wird das eiserne Formbret gedreht, wobei das Holz aus der Rinne herausgezogen und auf das Modell aufgewunden wird. Damit es aber hierbei nicht aufspalte, so legt man auf die Rückenseite des Holzes eine Stahlschiene, deren beide Enden rechtwinkelig umgebogen sind und gegen die Stirnfläche des Holzes treffen. Diese Schiene soll die Ausdehnung der Fasern auf der convexen Seite verhindern, während die Fasern auf der concaven Seite zusammengedrängt werden, ohne jedoch diese Veränderung äußerlich wahrnehmen zu lassen.

Briefkasten.

Man hat in neuerer Zeit viel von eigenthümlichen Vorrichtungen gelesen, welche eine vollständigere Verbrennung der Steinkohle bezwecken, um den Wärmeverlusten vorzubeugen, welche dadurch herbeigeführt werden, daß der Kohlenstoff der Steinkohle bei unvollkommener Verbrennung blos in Kohlenoxydgas und nicht in Kohlensäure übergeht. Sind Beobachtungen vorhanden, wie sich in dieser Beziehung die Verbrennung der Steinkohle bei Locomotiven verhält und lassen sich diese Wärmeverluste bestimmt quantificiren?

Antwort. Die Redaction vermag dem geehrten Herrn Correspondenten eine befriedigende Antwort auf diese Frage nicht zu geben, indem ihr über diesen Gegenstand nur eine kurze und etwas unvollständige Relation über einschlagende Versuche von Foucou und Amigues aus dem Januarhefte der französischen Zeitschrift: „L'Ingenieur", auf 1857, erinnerlich ist. Aus diesen Versuchen geht hervor, daß in den Verbrennungsgasen um so weniger Kohlenoxydgas gefunden wird, je größer die Fahrgeschwindigkeit ist; im Ruhezustande beobachtete man z. B. 7,24 Procent und bei 50 Kilometer Geschwindigkeit nur 1,8 Procent Kohlenoxydgas. Jedoch fanden sich gewisse Widersprüche, welche darauf deuten, daß es eine gewisse vortheilhafteste Geschwindigkeit geben müsse. — Der Brennmaterialverlust ist danach zu berechnen, daß 1 Kilogramm Kohlenstoff bei der Verbrennung zu Kohlensäure 7170, bei der Verbrennung zu Kohlenoxydgas aber nur 1386 Calories entwickelt, und es ermittelt sich auf diesem Wege für mittlere Kohlensorten und Fahrgeschwindigkeiten dieser Verlust zu 27 Procent der im Brennmaterial enthaltenen Wärmemenge, oder zu 37 Procent der wirklich benutzten Wärme.

Wir fordern unsere Leser auf, etwaige Erfahrungen über diesen wichtigen Gegenstand auf diesem Wege mittheilen zu wollen.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

des

Civilingenieur.

№ 5.

Literatur.

Traité théorique et pratique de la Construction des ponts métalliques, par M. M. L. Molinos et C. Pronnier, Ing. civ., anciens élèves de l'École Centrale. Paris, A. Morel & Co., 1857.

Das in der Ueberschrift genannte, von einem prachtvollen Atlas begleitete Werk gehört jedenfalls zu den hervorragendsten Erscheinungen in der Ingenieur-Literatur. Dasselbe hat eine vorzugsweise praktische Richtung, was manche Unvollkommenheit desselben, welche wir bei näherer Betrachtung finden werden, erklärt, ist aber in theoretischer wie in praktischer Beziehung mit großer Sachkenntniß geschrieben und angelegentlichst zu empfehlen.*) Dieses Werk zerfällt in drei Theile, wovon der erste mit einer Discussion der in England und Frankreich angestellten Versuche über die Elasticität und Festigkeit des Guß- und Schmiedeeisens beginnt, und sodann zur Theorie der relativen Festigkeit gerader Balken übergeht, welche in der Hauptsache nach Belanger, „Cours de mécanique appliquée", vorgetragen wird. Diese Capitel enthalten zwar nicht viel Neues, namentlich ist die vorgetragene Theorie und Verfahrungsweise sehr derjenigen ähnlich, welche in dem von uns in Nr. 1 dieser Blätter besprochenen Werke von Laissle und Schübler angewendet wird, jedoch ist dasjenige Capitel, welches die allgemeine Methode der Berechnung einer Brücke vorträgt, vorzüglich behandelt, und die darin entwickelte Methode von Clapeyron dürfte auch noch wenig bekannt sein, ob sie gleich eine wesentliche Erleichterung bei der Berechnung continuirlicher Träger auf mehrfachen Stützpunkten gewährt, ebenso ist die Entwickelung über den Widerstand gegen das Abscheeren sehr beachtenswerth. Hierauf folgt ein Capitel über die Berechnung der Einbiegung der Brückenträger, mögen sie von durchgängig gleichförmigem Querschnitt, oder von variirender Höhe bei gleichförmiger Stärke, oder von gleichförmiger Höhe bei gleichförmig oder sprungweise abnehmender Stärke, oder endlich von gesetzmäßig abnehmender Höhe und Stärke sein. Im vierten Capitel wird über die bei Eisenbahnbrücken in Rechnung zu ziehende zufällige Last, über die verschiedenen Formen der Brückenträger und Querträger, über die Stabilität der Brücken, über den Einfluß der bewegten Lasten nach den experimentellen Untersuchungen in England, über die Art der Auflagerung der Träger auf den Pfeilern und den Einfluß der Ausdehnung durch Temperaturwechsel gesprochen, wobei sehr gesunde und praktische Anschauungen entwickelt werden. Das fünfte Capitel enthält die Theorie der Bogenbrücken, begleitet von Vergleichungen mit den geraden Balkenbrücken und Fingerzeigen über die zweckmäßigste Herstellung dieser Brücken und ihrer Widerlager. Hieran schließt sich im sechsten Capitel die Betrachtung der sogenannten Bow-string-Brücken, wie die Windsor-, Chepstow- und Saltash-Brücke, wo der Horizontalschub des bogenförmigen Tragbalkens durch eine Spannkette aufgenommen wird, und im siebenten Capitel die Betrachtung der Hängebrücken, welche mit gänzlicher Aufgabe der Navier'schen Theorie und der zeitherigen Praxis als umgekehrte Bogenbrücken angesehen werden, nebst Vorschlägen über die Herstellung steifer Ketten und Brückenbahnen und einer sehr gründlichen Discussion über die Vorzüge dieser Brücken, welche bei zweckmäßiger Construction unbedenklich zu Eisenbahnzwecken verwendbar erscheinen, gegen die übrigen Brückensysteme. — Der zweite Theil handelt von dem Bau, und zwar sind im ersten Capitel die Vernietungen sehr ausführlich besprochen, im zweiten die Materialien bezüglich der Anfertigungsweise und der im Handel vorkommenden Dimensionen, im dritten die Behandlung und Verarbeitung der Bleche zu Brückenträgern nebst Angaben über die Kosten dieser Arbeiten. Das vierte Capitel handelt von der Aufstellung der Brückenträger, endlich das fünfte von den Gründungen. — Im dritten Theile wird die Anwendung der im ersten Theile entwickelten Formeln über die Berechnung der Brücken an Beispielen näher erläutert. Nachdem erst eine Brücke mit einem Joche und frei aufliegenden Trägern durchgenommen ist, werden die Clapeyron'schen Brücken mit niedergebogenen Enden, welche als Brücken mit eingemauerten Trägern anzusehen sind, dann die Balkenbrücken mit zwei, drei, vier und fünf Jochen und continuirlichen Trägern speciell behandelt, wobei die Brücken von Langon und Asnières, so wie die Britanniabrücke als Beispiele dienen und zu vielfachen praktischen und historischen Bemerkungen Anlaß geben. Hieran schließt sich ein höchst wichtiges Capitel, nämlich die Vergleichung der verschiedenen Brückensysteme, welches von der vollkommenen Sachkenntniß der Verfasser Zeugniß ablegt und sehr viel Belehrendes enthält, namentlich auch mit einer interessanten Tabelle über mehrere größere eiserne Brücken Frankreichs und Englands schließt. — Zu diesem Werke gehört nun ein Atlas mit 27 Kupferplatten vom größten Format und von vorzüglicher Ausführung. Die Tafeln stellen die Brücke von Clichy, eine schiefe Blechbalkenbrücke von 21,65 Meter axialer Spannweite, die Brücke von Ciron mit eingemauerten Blechträgern und 30 Meter Spannweite, die Brücke von Langon mit drei Jochen von 64,08 und 74,4 Meter Spannweite und zwei röhrenförmigen Balkenträgern, die Britanniabrücke mit vier

*) Unser Hauptblatt bringt auf S. 180 ein längeres Capitel als Probe, welches unsere Empfehlung gewiß rechtfertigen wird.

Jochen von 70,1 und 140,2 Meter Spannweite und hohlen Trägern, die Brücke von Asnières mit fünf Jochen von 31,4 Meter Spannweite und röhrenförmigen Balkenträgern, die Windsorbrücke, eine Bow-string-Brücke mit 57,25 Meter Spannweite aus Eisenblech, die Chepstow-Brücke mit zwei Jochen von 90,21 Meter Spannweite, aus bogenförmig gekrümmten blechernen Röhren und schmiedeeisernen Spannketten gebildet, endlich die Newarkbrücke dar mit 29,72 Meter Spannweite, eine einfache Gitterbalkenbrücke aus Guß- und Schmiedeeisen. Wie dieses Verzeichniß zeigt, so enthält der Atlas zwar eine Zahl interessanter Brücken und zwar mit allen Details und Constructionsblättern, giebt aber eigentlich kein umfassendes Bild über die verschiedenen Systeme der metallischen Brücken, indem vor Allem die Gitterbrücken gar nicht vertreten sind. Die Verfasser theilen keineswegs die ungünstige Meinung, welche man im Allgemeinen in England und Frankreich über dieses System hegt, und es haben ihnen sonach wahrscheinlich nur gute Zeichnungen gefehlt, um diese Lücke zu ergänzen. Man darf wohl auch das Uebergehen der gußeisernen Brücken tadeln, da dieselben für geringe Spannweiten ganz brauchbar sind, überhaupt möchten wir bei dem besprochenen Atlas die Frage aufwerfen, ob es nicht zweckmäßiger gewesen wäre, den gewöhnlichen Bedürfnissen des Eisenbahnbaues etwas mehr Rechnung zu tragen.' — Ist aber auch dieses Werk nicht so systematisch geordnet und nicht in allen Theilen so gleichförmig und ausführlich behandelt, als für eine Brückenbaukunde wünschenswerth wäre, so sind wir doch überzeugt, daß es Niemand ohne Befriedigung aus der Hand legen werde.

K. B.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrgang VII.

Beyer, über Anlage von Warmwasserheizungen, mit besonderer Berücksichtigung der im Augustinerkloster zu Magdeburg ausgeführten Warmwasserheizung. — Diese sehr gründliche, durch drei Tafeln erläuterte Abhandlung giebt die vollständige Berechnung der oben genannten Anlage, so wie die Kostenberechnung einer ähnlichen Anlage für das Militärarresthaus in Magdeburg.

Bänsch, zur Theorie der Brückenbalkensysteme. — Eine Erweiterung der in derselben Zeitschrift, Jahrg. 1851, vorgetragenen Schwedler'schen Theorie der Brückenbalkensysteme auf Träger, welche über zwei Oeffnungen hinweggehen und durch drei Stützen getragen sind.

Die Dichtungsarbeiten am Rhein-Marne-Canal. — Nach den „Annales des ponts et chaussées, cah. 2, 1856“, wird beschrieben, wie man nach verschiedenen vergeblichen Versuchen mit Thonschlag, Ausschlämmen mit trübem Wasser, Betonlagen u. s. w. dahin gelangt ist, diesen Schifffahrtscanal wasserdicht zu machen. Man fing erstens alle Quellwasser im Bette und in den Böschungen in Gräben auf, welche anfangs senkrecht abfallen, dann horizontal bis in 0,5 Meter Tiefe unter die Canalsohle fortgezogen und über ihrer Mündung mit einer sich nach Außen öffnenden Klappe bedeckt werden. Diese Klappen öffnen sich, wenn der Druck des Wassers in diesen Gräben größer ist, als der Wasserdruck im Canale, und schließen sich, sobald er geringer geworden ist, als letzterer. Die Betonlage bekam eine Stärke von 15 Centimeter und endigte bei 0,1 bis 0,2 Meter über dem Wasserspiegel. Darüber kam eine Mörteldecke von 2 Centimeter Dicke, um etwaige Risse und undichte Stellen zu verdecken und hierüber wurde eine Erdauffüllung von mindestens 0,3 Meter Stärke gebracht. Der Mörtel wurde in bekannter Weise aus 4 Theilen Kalk und 1 Theil Thon bereitet, die Mischung in Ziegel geformt, getrocknet und in abwechselnden Schichten mit Steinkohle im Verhältniß von 0,25 bis 0,3 Meter zu 3 bis 5 Centimeter in stets volle und in Brand befindliche Oefen eingesetzt, gut durchgebrannt und sortirt. Auf 1 Cubikmeter kamen 2000 Stück Ziegel im ungebrannten, 3000 Stück im gebrannten Zustande, jeder Ofen faßte 6 Cubikmeter und lieferte 2,25 bis 2,5 Cubikmeter gebrannten Kalk in 12 Stunden. Das Ziegelmehl wurde sehr fein dargestellt (die Körner durften nicht über 1 Millimeter stark sein); die geschlagenen Steine hatten 3 bis 5 Centimeter Durchmesser. Der Mörtel zum Beton bestand aus 1 Theil Kalkbrei und 2 Theilen Beischlag, in welchem 0,75 kieselhaltiger Sand und 0,15 Ziegelmehl enthalten war, der Mörtel zum Ausgleichen aus gleichen Theilen Sand, Ziegelmehl und Kalkbrei. Der Beton war aus 1 Theil Mörtel und 2 Theilen geschlagenen Steinen zusammengesetzt. Der Mörtel erhärtete nach 6 Tagen und war in 14 Tagen steinhart, der Beton etwas später. Vor dem Aufbringen des Betons wurden die Canalwände gut gereinigt und genau profilirt. Die Betonlagen wurden gut abgewalzt und mit 4 Kilogramme schweren Schlägeln aus mit Schuhnägeln besetzten Lederscheiben geschlagen, was später mit 10 Kilogramme schweren derartigen Schlägeln wiederholt wurde. 24 bis 30 Stunden später kam der Mörtelguß darüber, welcher nach dem Erhärten leicht abgerammt und ausgebessert, so wie mit dem Schlägel bearbeitet wurde. Konnte man darin mit dem Finger keinen Eindruck mehr erzeugen, so kam eine 0,1 Meter starke Lage von feiner und fetter Erde ohne Steine darauf, welcher dann die übrige Erddecke nachfolgte, welche besamt wurde.

Sicherheitsvorrichtung für Eisenbahnen von Viguières. — Aus den „Ann. des ponts et chaussées, 1856, cah. 2.“ Die durch eine Zeichnung erläuterte Einrichtung dient dazu, dem ankommenden Zuge ein Signal zu geben, ob die Weichen richtig gestellt sind, und bezieht sich auf den Bahnhof zu Viroflay auf der französischen Westbahn, wo die von Paris abgehenden, die aus der Bretagne ankommenden und die von Versailles kommenden Züge dieselbe Weiche benützen.

Zusammenstellung der Resultate über die Steinkohlenfeuerung bei Locomotiven. — Hiervon ist das Wichtigste in dem Aufsatze über denselben Gegenstand im „Civilingenieur“, Bd. III, S. 259, mitgetheilt.

Kalide, Zinkbedachung mit sogenannten Schuppenblechen. — Dieser Artikel beschreibt sowohl die Maschinen zur Darstellung der Schuppenbleche, als auch das Deckungsverfahren.

Weishaupt, Portalklappenvorrichtung der Oderbrücke bei Schwedt. — Die Schwedter Oderbrücke enthält ein $32\frac{1}{2}$ Fuß weites Joch zur Durchfahrt der Kähne mit stehenden Masten und der Dampfböte, welches mit zwei 26 Fuß breiten, 18 Fuß langen Portalklappen überdeckt ist.

Zwei Tafeln zeigen das Nähere dieser Einrichtung, welche circa 3200 Thaler gekostet hat, und so solid ist, daß bei der Probebelastung mit Fässern voll Wasser (90 Centner auf jeder Klappe) nur eine geringe Spannung der Ketten wahrnehmbar war.

Lohse, Notizen über einige neuere Brücken Englands. — Diese sehr schätzenswerthen Notizen beziehen sich auf die Brücke über den Royalcanal in Dublin mit 140 Fuß engl. Spannweite und die Boynebrücke bei Drogheda mit 267 Fuß Spannweite, beides Gitterbrücken, wovon letztere durch 2 Tafeln erläutert ist, dann auf die Trentbrücke bei Newark mit $240\frac{1}{2}$ Fuß Spannweite von Cubitt nach dem System von Warren construirt und durch eine Tafel erläutert, endlich auf die neue Westminsterbrücke in London mit gußeisernen Korbbögen und $94\frac{3}{4}$ bis 120 Fuß Spannweite, welcher ebenfalls eine Tafel gewidmet ist.

Gründung der Pfeiler über den Great Pee-Dee-Fluß in den vereinigten Staaten. — Das hierbei von Gwynn befolgte Verfahren ist nach den „Nouv. Ann. de Constr., 1856, Nr. 8“, beschrieben. Es besteht in Anwendung hohler gußeiserner Röhrenpfähle von 1,727 Meter lichtem Durchmesser und 5 Centimeter Wandstärke, welche mit Anwendung der Luftpumpe durch den atmosphärischen Druck eingetrieben wurden. Neu ist die Beobachtung, daß bei Anwendung comprimirter Luft ein schnelles Eintreiben der Pfähle dadurch erzielt werden konnte, daß man die comprimirte Luft plötzlich austreten ließ, indem das mit Gewalt nachdringende Wasser den leichten Sandboden im Innern der Pfähle aufwühlte und dadurch ein Sinken der Pfähle verursachte.

Malberg, historisch-kritische Bemerkungen über Kettenbrücken. — Eine sehr gründliche geschichtliche Abhandlung über Kettenbrücken nebst Beschreibung der wichtigeren Bauwerke dieser Art.

Lohse, die Rheinbrücke bei Cöln. Erster Artikel. — Nach einigen Vorbemerkungen über die Geschichte dieses Baues wird eine allgemeine Beschreibung des projectirten Constructionssystems gegeben. Die eigentliche Strombrücke besteht aus 4 Spannungen von 313 Fuß lichter Oeffnung; am rechten Ufer schließt sich ihr eine 1335 Fuß lange Rampe bis zum Deutzer Bahnhofe mit 24 Bögen und $\frac{1}{60}$ Gefälle an, während auf der linken Rheinseite ein in einer Curve verlaufender Viaduct nach dem in der Stadt Cöln zu erbauenden Bahnhofe führt. Für den gewöhnlichen Verkehr sind auf beiden Ufern Auffahrtrampen vorhanden. Die Unterkante des eisernen Oberbaues liegt bei 48 Fuß Pegelhöhe, derselbe ist 27 Fuß 2 Zoll hoch und besteht aus 2 getrennten Brücken, wovon die eine dem Eisenbahnverkehr, die andere dem gewöhnlichen Verkehr bestimmt ist. Die beiden Geleise werden zwischen zwei Doppelgitterträgern mit 24 Fuß lichtem Abstand, mit $2\frac{1}{2}$ Fuß diagonaler Maschenweite und verticalen Absteifungen in 5 Fuß Abstand von einander auf eisernen Querträgern getragen; die gewöhnliche Fahrbahn wird von zwei einfachen Gitterwänden in 27 Fuß Abstand getragen. Die Gitterwände der ersten und zweiten Brückenöffnung, so wie diejenigen des dritten und vierten Joches sind gekuppelt, also 660 Fuß lang, da die Pfeiler 20 Fuß breit sind. Die ganze Breite des Oberbaues beträgt 61 Fuß. Im Jahre 1857 sollten die Pfeilerbauten ganz vollendet werden; die Anfertigung des Walzeisens (10 Millionen Pfund) ist an die Steinhauser Hütte an der Ruhr veraccordirt; die Zusammensetzung und Aufstellung des Oberbaues wird auf eigene Rechnung geschehen.

Dalman, Hafenanlagen in Frankreich und Holland. — Unter dieser Aufschrift werden die Häfen von Saint-Nazaire, Nieuwediep und Vlissingen mit Hilfe von 5 Tafeln und mehreren Holzschnitten beschrieben.

Weishaupt, die Homberg-Ruhrorter Rheintraject-Anstalt. — Im März 1857 beschlossen die Directionen der Cöln-Mindener und der Ruhrort-Crefeld-Kreis-Gladbacher Eisenbahngesellschaften die Stationen Ruhrort und Homberg auf dem rechten und linken Ufer des Rheins in der Weise herzustellen, daß beladene Wagen ohne Umladung von einem Ufer auf das andere übergehen könnten. Man projectirte zunächst an den Stationsplätzen schiefe Seilebenen mit stationären Maschinen, auf welchen mit Hilfe eines nach den Wasserständen verschiebbaren Schlittens mit beweglicher Klappe Güterwagen von dem Bahnhofe aus in lange flache eiserne Schiffe (sogenannte Schalden) hinabgelassen (resp. aufgezogen) werden könnten, um dann mittelst eines Dampfschiffes von 60 Pferdekräften, welches 2 Schalden à 5 Wagen angehängt erhalten sollte, über den Rhein gesetzt zu werden. Wegen mancher dagegen auftauchender Bedenken beschloß man jedoch vorerst die analogen Fähranstalten Schottlands auf der Eisenbahn von Edinburg nach Dundee studiren zu lassen, wo die Eisenbahnwagen mittelst eines verstellbaren, mit beweglichem Endstück versehenen Rollwagens von den Geleisen der schiefen Ebenen unmittelbar auf das Deck einer Dampffähre übergehen, und weil auch diese kostspielige und schwerfällige Einrichtung nicht ganz befriedigte, so sah man im Jahre 1852 von der Einrichtung einer derartigen größeren Fähranstalt ab und richtete blos eine Dampfbootverbindung für Personen, Gepäck und Postsachen ein, wobei provisorisch auch die Ueberführung geladener Wagen nach Anhalten des ersten Projectes, jedoch mit der Abänderung in Anwendung kam, daß statt der offenen Schalden geschlossene Ponten von 75 Fuß Länge mit 6 vierräderigen Wagen, und statt der stationären Dampfmaschine die zum Stationsdienst nöthigen Locomotiven verwendet wurden. Hier zeigten sich nun beim Hinablassen der Wagen auf die Ponten so mannichfache Unzuträglichkeiten, daß man im Jahre 1854 mit dem bekannten englischen Ingenieur Armstrong einen Vertrag über Erbauung einer hydraulischen Wagen-Hebungsvorrichtung abschloß, welche eine senkrechte Hebung und Senkung der Wagen durch hydraulischen Druck bezweckte, und zugleich ein $166\frac{1}{2}$ Fuß langes, in der Mitte 26 Fuß, an den beiden Anfahrtköpfen 24 Fuß breites eisernes Dampfboot von 50 Pferden Stärke mit 2 Rudern bei Jacobi, Haniel und Huyssen auf Gute Hoffnungshütte zu Sterkerade bestellte, auf welchem die beladenen Wagen übergeführt werden sollten. Mit dieser Vorrichtung wurden am 7. März 1856 die ersten Versuche angestellt, welche ihre Tüchtigkeit nachwiesen, indem man mit 12 beladenen Wagen à 200 Ctr. Gewicht auf dem Decke des Trajectschiffes eine Probefahrt von Ruhrort nach Uerdingen machte. Der besprochene Artikel giebt nun eine sehr gründliche, von 19 vorzüglichen Tafeln begleitete Beschreibung dieser Anlage, welche für beide Stationen zusammen 332000 Thaler gekostet hat, über die wir uns aber aller weiteren Angaben enthalten, da eine Beschreibung ohne Zeichnung nicht genügen kann.

Büscher und Hoffmann, Anweisung zum Eindecken der Dächer mit Steinpappen.

Lüske, praktische Bemerkungen über Luftheizung. — Diese wirklich praktisch gehaltene Abhandlung schließt mit der auch durch eine Tafel erläuterten Beschreibung des Luftheizungsofens in dem Realschulgebäude zu Stralsund, welcher ganz aus Ziegeln hergestellt ist.

Nachrichten über die Ströme des preußischen Staates. — Fortsetzung einer schon im vorigen Bande begonnenen, höchst interessanten Abhandlung. Im vorliegenden Artikel wird vom Weserstrom gehandelt.

Lohse, Versuche über das Zerknicken der Eisenstäbe in Gitterträgern. — Diese Versuche wurden angestellt, um für die Dimensionirung der Gitterstäbe für die Cölner Rheinbrücke sichere Grundlagen zu erhalten. Ein Gitterträger mit 15 Zoll diagonaler Maschenweite, $2\frac{1}{2}$ Fuß Höhe und $7\frac{1}{2}$ Fuß Länge, welcher also als Modell im halben Maßstabe für eines der Stücke, in welche die Träger der Cölner Rheinbrücke durch die Verticalstreben zerlegt werden, angesehen werden kann, wurde am einen Ende befestigt, am anderen durch einen ungleicharmigen Hebel nach oben gebogen und bei verschiedenen Stärken und Befestigungsweisen der Gitterstäbe zum Bruch belastet. Die Befestigung der Stäbe gegen die Gurtungen wurde auf dreierlei Weise erprobt: 1. indem die Stäbe zwischen die Winkeleisen der Gurtungen genietet wurden, in dem Kreuzungspunkte unmittelbar aneinander lagen und vernietet waren, und auf ihre ganze Länge gerade blieben; 2. indem eine $\frac{7}{16}$ Zoll starke Blechplatte zwischen die Gurtungen genietet wurde, an welcher die an den Kreuzungspunkten unmittelbar an einander liegenden und vernieteten Gitterstäbe mittelst einer Kröpfung von $\frac{7}{32}$ Zoll vernietet wurden; 3. indem die Gitterstäbe ohne Kröpfung an einer solchen Hilfsplatte befestigt wurden, wobei zwischen dieselben an den Kreuzungspunkten $\frac{7}{16}$ Zoll starke Einlagscheiben eingeschoben wurden. Die Neigung der Stäbe betrug 45°, die Maschenweite war je nach der Zahl der Kreuzungen verschieden. Die Versuche zeigen deutlich den Nutzen der Kreuzungen. Bei Diagonalstäben von $\frac{5}{16}$ Zoll Stärke und $1\frac{3}{4}$ Zoll Breite beobachtete man z. B. das Zerknickungsgewicht 9307 Pfund pro Quadratzoll, bei einfacher Kreuzung dagegen 15642 Pfund, bei zweifacher 18335 Pfund und bei vierfacher Kreuzung 22133 Pfund. Mit zunehmender Zahl der Kreuzungen nimmt der Einfluß der Stärke der Stäbe ab. Die ersten bleibenden Biegungen scheinen bei $\frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{3}$ des Bruchgewichtes aufzutreten, sodaß man als Tragmodulus $\frac{1}{4}$ des Zerknickungsgewichtes nicht überschreiten möchte. Gezogene Stäbe rissen bei 41205 Pfund Belastung pro Quadratzoll, sodaß man als Tragmodul $\frac{1}{4} \cdot 41205$ oder rund 10000 Pfund annehmen kann. Eine Formel über die Widerstandsfähigkeit ist nicht entwickelt, jedoch zum Schluß nachstehendes Täfelchen mitgetheilt, welches die praktischen Resultate der Versuche resumirt.

Verhältniß der Stablänge zur Stabstärke	Zerknickungsgewicht in Pfunden pro Quadratzoll				Tragmodulus bei vierfacher Sicherheit in Pfunden pro Quadratzoll			
	Diagonale Streben	Einfache Kreuzung	Zweifache Kreuzung	Vierfache Kreuzung	Diagonale Streben	Einfache Kreuzung	Zweifache Kreuzung	Vierfache Kreuzung
42,5	—	29901	20607	—	—	7475	—	—
85	1545	17880	—	—	3636	4470	5152	—
113	—	—	19139	—	—	—	4785	—
136	9307	15642	18335	22133	2327	3910	4584	5533

Viaduct de la Füre. — Dieser große Viaduct auf der Eisenbahn von St. Rambert nach Grenoble, welcher aus 16 großen Arcaden mit 14 Meter Spannweite besteht und im Mittel 41 Meter Höhe bis unter den Scheitel der Gewölbe und 8 Meter Breite zwischen der Brüstungsmauer hat, ist von Toni-Fontenay erbaut worden. Die hierüber gegebene Tafel und Notiz ist aus den „Nouv. Ann. de Constr., 1856, Sept. et Oct.", entnommen. Das Quadratmeter Seitenansicht (die Oeffnungen mit eingerechnet) kostet 115,3 Francs, während es beim Indre-Viaduct 127,48 und beim Viaduct von Brunoy 169,38 Francs gekostet hat.

Szepaneck, durchschnittliche Dauer einzelner Gegenstände bei Mühlenwerken. — Bei Taxation von Mühlenwerken kann man den Grundwerken, Freiarchen und Wehren bei Tannenholz eine Dauer von 12 bis 15 Jahren, bei Kiefernholz 20 bis 25 und bei Eichenholz 30 bis 40 Jahre Dauer, den oberschlächtigen Wasserrädern 10 bis 12, den unterschlächtigen nur 4 bis 8 Jahre Dauer, den Wasserradwellen bei Eichenholz 15 bis 16, bei Kiefernholz 10 bis 12 Jahre Dauer, den Kummwellen und Ziehwellen bei Pansterrädern bei Eichenholz 16 bis 20, bei Kiefernholz 35 bis 40 Jahre Dauer, den Ziehgattern, wenn sie innen liegen, 20 Jahre, liegen sie aber im Freien, nur 8 bis 10 Jahre Dauer, den Ziehscheiben 30 und den Ziehstirnrädern 50 bis 60 Jahre, den Angewellen von Eichenholz 12 bis 15, den Rückscheeren bei Pansterzeug von Eichenholz 16 bis 20, den Rückstangen dazu 8 bis 10, den Mühlengerüsten 40 bis 50, den Beutelkästen von Kiefernholz 10 bis 12, den Rümpfen und Rumpfleitern von Kiefernholz resp. 20 bis 30 und 16 bis 20, den Schuhen von Birkenholz 12 bis 15, den Kammrädern bei Wassermühlen von Eichenholz 15 bis 20, den Drehlingen bei liegenden Vorgelegen von Eichenholz 15 bis 20, von Kiefernholz nur 10 bis 12, den Stirnrädern bei tiefliegenden Vorgelegen 15 bis 20, den Drehlingswellen von 16 bis 18 Zoll Stärke bei Kiefernholz 15 bis 16, bei Eichenholz 20 bis 25 Jahre Dauer, den holländischen Windmühlen 90 bis 100, den deutschen Bockwindmühlen aber nur 60 bis 75 Jahre, den Ruthenwellen bei Eichenholz 15 bis 16, bei Kiefernholz nur 8 bis 12, den Bruststücken und Flügeln 6 bis 8 Jahre, den Kammrädern auf den Ruthenwellen 25 bis 30, den Drehlingen der stehenden Wellen aus Eiche und Weißbuche 12 bis 15, den stehenden Wellen von Kiefernholz 15 bis 20 und den Stirnrädern derselben 25 bis 30, endlich den Getrieben 3 bis 5 Jahre Dauer beimessen.

(Schluß in der nächsten Nummer.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

des

Civilingenieur.

№ 6.

Literatur.

Die Schiebersteuerungen. Mit besonderer Berücksichtigung der Steuerung bei Locomotiven von Dr. G. Zeuner, Professor der Mechanik und theoretischen Maschinenlehre am eidgenössischen Polytechnikum zu Zürich. Freiberg, Buchhandlung J. G. Engelhardt (Bernhard Thierbach). 1858.

Die in Band II und III des „Civilingenieur" erschienenen Abhandlungen unseres geehrten Herrn Mitarbeiters sind Gegenstand so vielfacher Nachfrage gewesen, daß Autor und Verleger sich zu einem ergänzten Separatabdruck derselben entschlossen haben, welcher uns in oben genanntem, 12 Bogen starken, elegant ausgestatteten und mit 6 lithographirten Tafeln versehenen Werke vorliegt. Durch diesen Separatabdruck ist eine Schwierigkeit gehoben worden, welche Manchem die Anschaffung dieser interessanten Abhandlungen unmöglich machte, und wir wünschen angelegentlichst, daß dieses Buch eine recht allgemeine Verbreitung erlangen möge. Die ingeniöse Methode des Herrn Verfassers lehrt, wie alle Aufgaben und Fragen, welche beim Entwurf und der Beurtheilung einer Schiebersteuerung vorkommen können, durch eine höchst einfache Construction gelöst werden können, und ist also dem zeitherigen Verfahren gegenüber, welches entweder mehr oder weniger schwierige und complicirte Berechnungen, oder, wo diese nicht mehr ausreichten, die Anfertigung und Experimentirung besonderer Modelle voraussetzte, von unberechenbarem praktischen Vortheil. Nur die Begründung der Theorie macht die Durchführung einiger längerer Rechnungen nöthig, das Verfahren selbst aber ist fast rein graphisch und liefert, so zu sagen, greifbare Resultate. — Die Vertheilung des Stoffes ist derart gewählt, daß vom Einfachsten zu dem Complicirteren übergegangen wird. Der erste Theil handelt von den Steuerungen mit einem Schieber, und zwar zunächst von den einfachen Schiebersteuerungen mit fester Expansion, im zweiten Abschnitt aber von den Steuerungen mit variabler Expansion oder den Coulissensteuerungen, wobei die Steuerungen von Stephenson, Gooch, Allan und Heusinger v. Waldegg erörtert werden. Der zweite Theil umfaßt sodann Steuerungen mit zwei Schiebern zur Darstellung einer variabeln Expansion, wovon bei Locomotiven besonders die Steuerungen von Gonzenbach und Meyer zur Anwendung gelangt sind. Durchgängig wird zunächst die Theorie dieser Steuerungen entwickelt und dann die Praxis und Anwendung des Diagrammes gelehrt und hierbei Gelegenheit genommen, alle Arten von Vergleichungen mit anderen Steuerungen anzustellen, so wie zweckmäßige Abänderungen vorzuschlagen. Derartige Vergleiche waren zeither mit fast unüberwindbaren Schwierigkeiten verbunden, und selbst die Methode des Probirens am Modell kann, trotz ihrer weit größeren Umständlichkeit, kaum auf sicherere Resultate führen, als diese graphische Methode, obgleich dieselbe, wie bei der außerordentlichen Schwierigkeit des Gegenstandes gar nicht anders möglich ist, mehrfach auf Näherungswerthe basirt worden ist. Ueberdies versichert der Herr Verfasser an vielen Orten die genaue Uebereinstimmung seines Verfahrens mit Beobachtungen am Modell. Gewiß ist das besprochene Werk die gründlichste und lehrreichste Abhandlung über Schiebersteuerungen, welche überhaupt existirt.

K. B.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrgang VII. (Schluß.)

Massive Bogenbrücke mit Feldsteinwiderlagern. — Aus den „Nouv. Ann. de Constr., 1856, Sept. et Oct.", Die Brücke hat 15,2 Meter Spannweite und 3,2 Meter Stichhöhe, ist im Scheitel 0,9 Meter und an den Widerlagern 2 Meter stark und spannt sich gegen Widerlager aus Feldsteinen, welche in den Böschungen der Bahn, über welche sie geschlagen ist, ganz versenkt sind, was eine namhafte Ersparniß an Mauerwerk giebt. Auf der Bahn von Poitiers nach Rochelle kostete jede solche Brücke 10400 Francs.

Lehrgerüst für Halbkreisbögen von 14 bis 15 Meter Spannweite. — Dasselbe ist bei französischen Bauten gebräuchlich und zeichnet sich durch Billigkeit und Zweckmäßigkeit aus, stützt sich übrigens, wie dies in Frankreich gewöhnlich ist, auf die Kragsteine des Unterbaues.

Malberg, Schienenstoßverbindung auf der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn. — Unter die Schienenstöße sind Platten von Walzeisen von $7\frac{1}{4}$ Zoll Breite und 7 Zoll Länge mit einer passenden Rinne für den Fuß der breitbasigen Schiene gelegt, welche mittelst 2 Schraubenbolzen von $\frac{11}{16}$ Zoll Stärke auf den Stoßschwellen befestigt sind. Die Köpfe der Schrauben liegen gegen ein auf der Unterseite der Schwelle angebrachtes $\frac{1}{4}$ Zoll starkes, $2\frac{1}{2}$ Zoll breites Gegenblech mit geschlitzten Schraubenlöchern an, damit sie sich nicht ins Holz drücken, und die Muttern drehen sich

auf zwei 3 Zoll langen, $2^{5}/_{12}$ Zoll breiten und $^{3}/_{8}$ Zoll starken Oberblechen, welche über den Fuß der Schiene weggreifen und durch die Mutter dagegen gepreßt werden. Die Laschenverbindung besteht aus zwei 17 Zoll langen, 3 Zoll $3^{1}/_{2}$ Linien hohen, $^{1}/_{2}$ Zoll starken Laschen, deren oberer und unterer Rand etwas umgekröpft und an die Form des Schienenkopfes und Fußes angepaßt ist, sodaß sie beim Anziehen der vier $9^{1}/_{2}$ Linien starken Laschenbolzen fest gegen die beiden Schienenenden angepreßt werden. Diese Bolzen haben 10 Gewinde auf den Zoll und die Muttern sind $^{7}/_{8}$ Zoll hoch, damit sie nicht locker werden. Die Kosten einer solchen Verbindung betragen 2 Thaler.

Verhandlungen des Vereins für Eisenbahnkunde in Berlin. — Unter den im Verein für Eisenbahnkunde gehaltenen Vorträgen sind besonders hervorzuheben ein Vortrag

über die Vortheile der Kirchweger'schen Condensationseinrichtungen bei Locomotiven von Kretschmer, welche in einer Ersparniß an Brennmaterial und Wasser in erhöhter Leistung der Maschinen (wegen der gleichmäßigeren Temperatur der Speisewasser), in besserer Conservirung der Kessel (welche weniger lecken) und in der Ansammlung der Niederschläge im Tender, wodurch der Kessel reinlicher erhalten wird, bestehen; ferner ein Vortrag

über Eisenbahnverbände für den durchgehenden Verkehr von Simon;

ein Auszug aus den statistischen Nachrichten von den preußischen Eisenbahnen;

die Mittheilungen von Borggreve über die Haltbarkeit verschiedener Constructionen von Isolatoren bei überirdischen Telegraphendrahtleitungen;

die Abhandlungen von Simon über die Frage, wie groß die Eisenbahnbetriebskosten pro Meile für die beförderte Person und für den Centner Frachtgut seien, wobei als Einheit der auf Länge einer Meile beförderte Personen- oder Güter-Bruttocentner angenommen wird.

Kleinere Notizen.

Die Durchbohrung des Mont-Cenis. — Herr Prof. Reuleaux in Zürich hat in der „Schweizerischen Polytechnischen Zeitschrift", II. Band, 5. und 6. Heft, eine sehr interessante Mittheilung über die zu Durchbohrung des Mont-Cenis in Vorschlag gebrachten Maschinen veröffentlicht, aus welcher wir uns hier einige Einzelheiten hervorzuheben erlauben. Am letzten August vorigen Jahres wurde dieses merkwürdige Unternehmen, an dessen wirklicher Durchführung vielleicht noch Mancher zweifelt, wirklich begonnen. In der That handelt es sich um nichts Geringeres, als um Herstellung eines Tunnels von 12230 Meter Länge zwischen Rochemolle und Modane bei 1600 Meter Tiefe unter dem Gipfel der Höhe von Frejus. Hierzu will man sich einer Anzahl von Steinbohrmaschinen bedienen, welche durch comprimirte Luft bewegt werden sollen, und hat zur Comprimirung der Luft eigene Luftpressen erfunden, welche allerdings mehr Aussicht auf praktische Anwendbarkeit gewähren, als die früher in dieser Beziehung gemachten Vorschläge. Die Bohrmaschinen, welche von einem Ingenieur an der Victor-Emanuel-Eisenbahn, Thomas Bartlett, herrühren, bestehen aus zwei hintereinander liegenden horizontalen Cylindern von ungleicher Weite und Länge. Im vorderen Cylinder befinden sich zwei Kolben, und an der Kolbenstange des vordersten Kolbens ist das Bohrgezäh befestigt, während der hintere Cylinder als Treibcylinder dient und einen an einer Schwungradwelle arbeitenden Kolben und Schiebersteuerung, wie jede horizontale Dampfmaschine besitzt, übrigens aber so eingerichtet ist, daß die Kolbenstange nach vorn verlängert und an dem hinteren Kolben des vorderen Cylinders befestigt ist. Der vordere Cylinder hat am hinteren Ende ein sich nach innen öffnendes Ventil, am vorderen Ende ein Ventil, welches sich nach außen öffnet. Die gemeinsame Kolbenstange der beiden Cylinder geht durch eine Stopfbüchse in dem gemeinschaftlichen Cylinderboden hindurch. Zwischen den beiden Kolben des vorderen oder Arbeitscylinders befindet sich eine gewisse Menge Luft eingeschlossen, welche beim Vorwärtsgang des Treibekolbens zusammengepreßt wird und den Bohrmeisel gegen das Gestein schleudert, ohne daß der hintere Kolben gegen den vorderen treffen kann. Ist der vordere Kolben des Arbeitscylinders am Ende seines Hubes angelangt, so öffnet sich das vordere Ventil und die comprimirte Luft tritt aus; es schließt sich aber sofort wieder, sobald der Treibekolben und mit ihm der hintere Kolben im Arbeitscylinder rückwärts geht, weil dann eine Luftverdünnung zwischen beiden Kolben eintritt, welche auch genügt, den Kolben mit dem Bohrmeisel zum Rückgange zu disponiren. Auf diesem Rückgange kann übrigens auch kein Zusammenstoß der beiden Kolben im Arbeitscylinder erfolgen, denn der hintere Kolben deckt dabei den Canal des hinteren Ventiles auf, und sonach wird die eingetretene Luftverdünnung durch frisch zuströmende atmosphärische Luft wieder gehoben und das Gleichgewicht auf beiden Seiten des vorderen Kolbens wieder hergestellt. Diese Wechsel der Spannungen gehen so rasch vor sich, daß die Maschine, welche sich bei Proben im Hauensteintunnel sehr bewährt hat, 200 bis 300 Schläge pro Minute machen kann. Bei 267 Schlägen pro Minute wurden in Syenit Löcher von 3,28 — in Kalkstein 4,9 — in Serpentin 7,3 — in Sandstein 19,1 — in Gyps 23,8 Centimeter Tiefe gebohrt, wobei die Maschine selbst setzte (d. h. die allmälige Drehung des Bohrmeisels selbst besorgte). Diese Leistung ist ungefähr 20 mal so groß, als die Arbeit eines Mannes, und wenn man die Unterbrechungen durch Ruhestunden, Aufstellen der Maschine, Einwechseln des Gezähes u. s. w. mit in Anschlag bringt, so kann man wohl annehmen, daß die Bartlett'sche Maschine so viel wie 10 bis 12 Handarbeiter zu leisten vermag. Durch einige angebrachte Veränderungen gelang es den Ingenieurs Grandis, Grattoni und Sommeiller diese Bohrmaschine auf den Betrieb mit comprimirter Luft einzurichten, da bei der Länge des Mont-Cenis-Tunnels natürlich vom Dampfbetrieb abgesehen werden mußte; auch hat die neue Maschine nur einen Cylinder und Kolben, und die Luftvertheilung wird durch eine vom Hauptkolben unabhängige Vorrichtung bewirkt, überdies ist sie auch noch darin selbstthätig, daß sie bei fortschreitender Bohrlochtiefe allmälig nachrückt. Sie verbraucht weniger Luft, nimmt nur einen Raum von 2,83 Meter Länge, 23 Centimeter Breite und 50 Centimeter Höhe ein und

leistet bei gleicher Betriebskraft ungefähr 7/5 mal so viel als die Bartlett'sche Maschine. Herr Prof. Reuleaux theilt einen eigenthümlichen Entwurf für eine solche Maschine mit; wir können aber nicht die Bemerkung unterdrücken, daß nach hiesigen Erfahrungen, wo bereits seit ein Paar Jahren mehrfache Versuche mit, durch comprimirte Luft getriebenen, Bohrmaschinen gemacht worden sind, sich die selbstthätigen Einrichtungen für das Setzen des Bohrmeisels und das Nachrücken der Maschine als unpraktisch herausgestellt haben, da wenigstens das hiesige Gestein selten so gleichförmig ist, daß man ein stets gleichförmiges Abarbeiten desselben zu Grunde legen könnte. — Die beschriebene Bohrmaschine, welche zur Herstellung eines Richtstollns von 2,5 Meter im Quadrat verwendet werden soll, wird nun durch comprimirte Luft bewegt, welche durch eine sogenannte hydraulische Luftpresse herbeigeschafft wird. Letztere Maschine ist eigentlich nur eine Verbesserung einer längst vergessenen bergmännischen Maschine, der sogenannten Höll'schen Luftsäulenmaschine, welche freilich eine andere Bestimmung hatte, nämlich zur Hebung einer Wassersäule durch comprimirte Luft benutzt wurde. Die Einrichtung der neuen Luftpresse der Ingenieure Grandis, Grattoni und Sommeiller ist folgende: Ein verticaler Cylinder ist am unteren Ende mit einem Austrittsventil, darüber mit einem durch ein Ventil verschließbaren Wasserzuleitungsrohre und am oberen Ende mit einem nach einem Windreservoir führenden, durch ein sich nach außen öffnendes Ventil geschlossenen Luftrohre, sowie mit einem sich nach innen öffnenden Luftventile versehen. Das Wasserzuleitungsrohr wird aus einem hoch gelegenen Bassin gespeist, und die Luft im Windreservoir wird durch eine Standsäule auf einer höheren Spannung erhalten. Oeffnet man nun das Ventil im Wasserzuleitungsrohre, so wird Wasser in den mit Luft gefüllten Cylinder eintreten, diese Luft comprimiren und durch das Ventil im Luftrohre nach dem Windreservoir drücken, bis letzteres Ventil von selbst zufällt. Schließt man jetzt das Ventil im Wasserrohre, und öffnet man das Austrittsventil am unteren Ende des Cylinders, so kann das in den Cylinder getretene Wasser aus- und durch das Luftventil etwas Luft nachtreten. Schließt man hierauf das Austrittsventil und öffnet man das Eintrittsventil wieder, so wiederholt sich dieses Spiel und es wird eine neue Quantität comprimirte Luft nach dem Windreservoir abgeführt. Die Ventile sind Glockenventile und werden durch eine kleine Wassersäulenmaschine bewegt, und zwar in der Art, daß die lebendige Kraft der Wassersäule nutzbar gemacht wird. Die Maschine arbeitet äußerst regelmäßig und ohne alles Geräusch und ergab einen Wirkungsgrad = 0,5, welcher durch Abhilfe mehrerer Gebrechen gewiß noch auf 0,6 gesteigert werden kann. Keine der bekannten Gebläsemaschinen liefert einen so hohen Effect, und doch kann man mit ihnen noch lange nicht die hohe Spannung (6 Atmosphären) erzeugen, welche die Luftpresse lieferte. Herr Prof. Reuleaux giebt eine Zeichnung der wichtigsten Theile und eine Theorie dieser Maschine, welche beide ihm eigenthümlich sind. — Noch blieb eine wichtige Frage zu erörtern, nämlich wie groß die Widerstände der Reibung der Luft in den Röhren sein möchten, und deshalb wurden Versuche mit einer 400 Meter langen, 60 Millimeter weiten Röhre in 76 Windungen angestellt, welche insofern beruhigend ausfielen, als die Größe der Spannungsverluste nicht sehr bedeutend war, wie folgendes Täfelchen zeigt, welches durch Interpolation erhalten wurde.

Spannungsverluste bei 1000 Meter Röhrenlänge in Millimetern Quecksilbersäule.

Geschwindigkeit der Luft am Anfange	Röhrendurchmesser in Centimetern					
	10	15	20	25	30	35
Meter						
1	6	4	3	3	2	2
2	26	18	13	11	9	8
3	62	42	31	25	21	18
4	108	72	54	44	36	31
5	167	112	84	67	56	48
6	233	156	117	94	78	67

Bei 6500 Meter Röhrenlänge und 10 Centimeter Röhrenweite würde also bei 5 Meter Anfangsgeschwindigkeit der Luft nur etwas mehr als $1\frac{1}{3}$ Atmosphäre an Spannung verloren gehen, was gegen die Anwendbarkeit der comprimirten Luft keinen wesentlichen Einwand begründet. — Die zum Betrieb der 17 erforderlichen Bohrmaschinen und zur Ventilation des Tunnels nöthige Luftmenge ist durch folgende Rechnung bestimmt worden. Nach Erfahrungen der Ingenieure Ranco und Braccio an 350000 Sprengschüssen werden zum Lossprengen von 100 Cubikmeter Gestein 400 Löcher, 80 Kilogramme Pulver und 214 zwölfstündige Schichten Arbeitszeit gebraucht. Der Tunnel hat 40 Quadratmeter Querschnitt und soll täglich um 3 Meter vorrücken, folglich sind 120 Cubikmeter Gestein loszusprengen, wozu 256 Schichten oder 128 Bergleute nöthig sind. Diesen sind an Handlangern, Zimmerleuten und Maurern noch circa 60 Procent oder 77 Mann zuzurechnen, und man erhält daher einen täglichen Luftbedarf von
49200 Cubikmet. für 205 Menschen à 10 Cubm. pr. Stunde
17304 " " " 103 Lampen à 7 " " "
24000 " " " 96 Kilogr. Pulver à 250 Cubikm. oder von
90504 Cubikmetern in 24 Stunden = 3771 Cubikmetern pro Stunde. — Die zum Betrieb der Bohrmaschine erforderliche Luft, circa 30 Cubikmeter pro Stunde, dient selbst zur Ventilation, und die vorhandene Wasserkraft gestattet in der wasserarmen Zeit stündlich 4086 Cubikmeter comprimirte Luft von 6 Atmosphären Spannung zu erzeugen. Zur Ausnutzung der vorhandenen Wasserkraft von ungefähr 1300 Pferdekräften würden 36 Luftpressen aufgestellt werden müssen. — Die Kühnheit, mit welcher dieses Unternehmen concipirt, und die Umsicht, mit welcher alle einschlagenden Verhältnisse studirt worden sind, verdient die vollste Anerkennung; möchte es durch einen glücklichen Erfolg belohnt werden.

Transmission mittelst Eisendrahtseilen. — Die erste Anwendung, welche man von Eisendrahtseilen zur Uebertragung der Bewegung auf große Entfernungen im Elsaß gemacht hat, geschah im Jahre 1854 durch Hausmann, Jordan, Hirn & Comp. Seitdem hat sich diese bequeme und billige Transmission rasch weiter verbreitet, und es werden daher nachstehende Erfahrungen, welche Herr Stein, Sohn, der Société Industrielle in Mühlhausen vorgelegt hat, von Interesse sein. Hiernach ist die Uebertragungsmethode erst bei 30 Meter Entfernung vortheilhaft. Die größte Entfernung, auf welche sie bis jetzt angewendet wurde, beträgt 240 Meter. So groß ist die Entfernung in dem Stein'schen Etablissement zu Logelbach, wo eine Wasserkraft von 42 Pferden durch ein 12 Millimeter starkes Seil mit einer einzigen Seilwalze als Stütze fortgepflanzt wird. Seile von 60 Meter Länge und 5 und 10 Millimeter Stärke arbeiten

ohne alle Unterstützung bei Dollfuß, Mieg & Comp. und bei H. Schlumberger, es scheinen also Tragwalzen nur alle 120 Meter nöthig zu sein, und bei Anwendung solcher scheint dann gar keine Grenze für die Anwendbarkeit dieser Transmission zu existiren, sofern die Zahl der Walzen nicht so groß wird, daß ihre Reibungen zu beträchtlich werden. Schwedischer Eisendraht eignet sich am besten, weil er am biegsamsten ist. Seine Festigkeit ist nicht viel größer, als diejenige des französischen Eisendrahtes, welcher unter einer Last von 54,53 Kilogrammen pro Quadratmillimeter reißt, während der schwedische Draht bei 55,06 Kilogrammen reißt. Die Geschwindigkeit der Bewegung scheint ohne wesentlichen Einfluß; bei obiger 42 pferdigen Maschine beträgt sie 105 Umdrehungen pro Minute bei 3 Meter hohen Seilscheiben. Der Durchmesser der letzteren soll mindestens 200 mal so groß sein, als der Seildurchmesser, doch arbeiten derartige Transmissionen auch bei dem geringen Verhältniß 70:1, wobei aber das Seil sich sehr abnutzt. Die Rinnen der Seilscheiben müssen weit und tief und mit Leder oder Guttapercha ausgelegt sein. Der Bund an den Enden der Seile muß 1 bis 2 Meter lang gemacht werden.

Gebläsemaschinen mit Taucherkolben. — Nach den „Annales des mines", 3. liv. de 1857, macht man jetzt vielfach von Gebläsemaschinen Gebrauch, welche sich durch einen Taucherkolben (ähnlich dem Plunger bei den Druckpumpen) von den gewöhnlichen Cylindergebläsen unterscheiden und den Vorzug gewähren, daß der Cylinder nicht ausgebohrt zu sein braucht, daß man nur einer einzigen Liderung bedarf, während die Cylindergebläse mit Balancier deren zwei, solche mit horizontalen Cylindern aber sogar drei Liderungen nöthig haben, daß man ferner diese Liderung ganz unter den Augen hat, und bequem nachstellen und schmieren kann, endlich, daß man bedeutend an Betriebskraft gewinnt. Diese Gebläsemaschinen sind in der Hauptsache nichts Anderes, als einfach wirkende Druckpumpen, von denen mehrere zugleich von einer darüber liegenden Welle aus mittelst Excentern bewegt werden. Im Boden der Cylinder befinden sich die Saugventile und die nach der Windleitung führenden Austrittsventile. Ein Regulator kann erspart werden, wenn man drei oder vier Gebläsecylinder anwendet. In Haraucourt hat jeder Plungerkolben 0,64 Meter Durchmesser und 0,5 Meter Hub, sodaß bei 60 Spielen pro Minute 10 Cubikmeter Luft comprimirt werden. Später erhöhte man die Zahl der Cylinder auf 6 und verringerte dagegen die Zahl der Spiele auf 40 pro Minute. Bei 4 Cylindern ist die Luftpressung so constant, daß das Quecksilbermanometer fast gar keine Schwankungen zeigt, auch ist die Bewegung so regelmäßig, daß man keines Schwungrades bedarf. Die vermehrte Anzahl der Cylinder und der Umstand, daß sie unabhängig von einander sind, gewährt noch den Vortheil, daß beim Unbrauchbarwerden eines Cylinders keine so große Störung eintritt, als wenn man blos einen oder zwei Cylinder hat. Hält man übrigens einige Wechselstücken, so kann man alle Reparaturen sehr verkürzen. Unsere Quelle enthält keine genaue Bestimmung des Wirkungsgrades, doch läßt sich aus folgenden Angaben auf einen Nutzeffect von 75 Proc. schließen. Die Dampfmaschine, welche das Gebläse treibt, arbeitet nämlich angeblich mit 6,22 Pferdekräften; das Gebläse liefert dann Wind genug für einen Hohofen durch 2 Düsen von 4 Centimeter Weite, unter 5 Centimeter Quecksilbersäule und bei 300° Wärme, ferner kalten Wind für einen Kuppelofen durch 2 Düsen von 3,5 Centimeter Weite und unter gleicher Pressung. Nun berechnet sich nach der d'Aubuisson'schen Formel $Q = 4546800 d^2 h \sqrt{h}$, worin der Durchmesser d und die Manometerhöhe h in Metern gemessen sind, die Leistung des Gebläses zu 4,7 Pferdekräften, was 75 Proc. der Betriebskraft ist, während die besten Cylindergebläse nur 50 Procent Nutzeffect geben. Ebenso vortheilhaft wird sich diese neue Gebläsemaschine zur Ventilation von Gruben verwenden lassen.

Briefkasten.

Herr Bergrath Weisbach hat am Schlusse seines Aufsatzes: „Theoretische Untersuchungen ꝛc." in Heft 4 dieses Bandes eine Bemerkung zu meinem Artikel „Ueber den Arbeitsverlust ꝛc." in Heft 3 drucken lassen, die mich, so unlieb mir das auf diesem Wege ist, zu einer Entgegnung veranlassen muß, da die sogenannte Berichtigung gerade ein Hauptresultat meiner ganzen Rechnungen betrifft.

Meine Schlüsse auf S. 74 in Betreff der Zellenzahl oberschlächtiger Räder sind vollkommen richtig in dem Sinne, wie aus meiner ganzen Rechnungsanlage, der Anordnung der Tabelle, und aus Allem, was ich darüber sagte, deutlich hervorgehen muß.

Ich lege bei Beurtheilung der Sache eine bestimmte Schaufelungsmethode zu Grunde, d. h. ich nehme nach der dort angegebenen Bezeichnung $\frac{e_1}{e}$ bestimmt an, denke mir also, es sei gleich von vorn herein bestimmt, um welchen Theil der Theilung das äußere Ende der Stoßschaufel am äußeren Radumfange über die Verlängerung der nächsten Riegelschaufel hinaus fallen soll; dann giebt also die Rechnung, daß der Arbeitsverlust im Ausgußbogen um so geringer wird, je größer $\frac{e}{a}$ ist, oder mit anderen Worten, je weniger das Rad Zellen erhält.

Daß der Grund, wie Herr Weisbach sagt, in der daraus entspringenden Vergrößerung des Deckungswinkels liegt, ist natürlich; bei der bestimmten Annahme des Werthes $\frac{e_1}{e}$ ist aber die nächste Folge der Vergrößerung dieser Winkel eine geringere Zellenzahl.

Herr Weisbach legt hingegen bei Beurtheilung der Sache nicht eine bestimmte Schaufelungsmethode, sondern eine bestimmte Größe der Zellen zu Grunde, nach ihm ist also $\frac{e_1}{a}$ von vorn herein bestimmt. Unter dieser Voraussetzung geben aber auch meine Gleichungen I und II (S. 91 und 93) eine Abnahme des Verlustes bei einer Zunahme der Zellenzahl, in Uebereinstimmung mit der Behauptung des Herrn Weisbach.

Je kleiner nun aber in Folge der größeren Zellenzahl $\frac{e}{a}$ wird, um so größer wird bei constantem Werthe von $\frac{e_1}{a}$ der Werth $\frac{e_1}{e}$, also auch die Ueberdeckung und die gewöhnliche Größe $\frac{e_1}{e} = \frac{5}{4}$ wird bald überschritten werden.

Mit gleichem Rechte wie Herr Weisbach könnte ich daher sagen, die Abnahme des Arbeitsverlustes hat nicht in der größeren Zellenzahl, sondern in der größeren Ueberdeckung ihren Grund.

Bei der Construction eines Rades entschließt man sich immer zuerst in Betreff des Werthes $\frac{e_1}{e}$ d. h. der Schaufelungsmethode, nicht aber in Betreff der Größe $\left(\frac{e_1}{a}\right)$ der Zelle, und daher erscheint mir meine Auffassungsweise richtiger; wenigstens der Sache angemessener.

Die in meinem Aufsatze gegebenen mathematischen Entwickelungen und die Rechnungsresultate bleiben bestehen, man mag sich der Anschauungsweise des Herrn Bergrath Weisbach oder der meinigen zuwenden.

Zürich, Juli 1858. **Gustav Zeuner.**

Eine kurze Entgegnung folgt im nächsten Hefte.

Freiberg, 22. Juli 1858. **Julius Weisbach.**

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

des

Civilingenieur.

№ 7.

Literatur.

Traité élémentaire des Chemins de fer, par Aug. Perdonnet. Tom. I, 2. édit. Paris, Langlois et Leclercq, 1858.

Die vorliegende zweite Auflage von Perdonnet's elementarem Lehrbuche des Eisenbahnwesens wird, wie der erschienene erste Band zeigt, eine wesentlich verbesserte und bereicherte Umarbeitung des schon bei seinem Erscheinen sehr beifällig aufgenommenen Werkes werden und entspricht den großen Fortschritten, welche dieses Fach seitdem gemacht hat. Der erste Band ist 46 Bogen stark, mit dem Portrait Georg Stephenson's geschmückt und mit Eisenbahnkarten über Großbritannien, Belgien und Holland, Frankreich, Deutschland, die Schweiz und Italien und die Vereinigten Staaten von Nordamerika, mit zahlreichen Holzschnitten und mehreren Stahlstichen von größeren Ingenieurwerken Frankreichs versehen und enthält eine reiche und sehr werthvolle Sammlung von Tabellen und Documenten aller Art. Der Inhalt ist in 8 Capitel vertheilt, wovon das erste eine Vergleichung der drei hauptsächlichsten Communicationsmittel: der Chausseen, der Canäle und Flüsse und der Eisenbahnen, das zweite eine Geschichte der Eisenbahnen, das dritte allgemeine Bemerkungen über den Oberbau, die Motoren und die technischen Vortheile der Eisenbahnen enthält, während das vierte Capitel von der Tracirung der Eisenbahnen, das fünfte von den Anlagekosten und der Veranschlagung und Veraccordirung derselben handelt. Im sechsten Capitel werden specieller die Erdarbeiten und Kunstbaue, im siebenten der eigentliche Oberbau und endlich im achten verschiedene ergänzende Bestandtheile und Einrichtungen des Oberbaues besprochen. Der zweite Band wird sodann von den Fahrzeugen und Motoren, Locomotiven, wie stationären Maschinen und schiefen Ebenen, von der Berechnung des Widerstandes der Züge und der Stärke der Locomotiven, von den vorgeschlagenen und in Anwendung gekommenen Mitteln zur Verminderung dieses Widerstandes (Laignel's und Arnoux's System) handeln und mit einer kritischen Beschreibung der verschiedenen neueren Versuche zur Ersetzung der jetzigen Locomotiven (atmosphärische Eisenbahnen, Jouffroy's, Andraud's, Pecqueur's, Chameroy's, Seguier's, Erickson's System u. s. w.) schließen. Dieses reiche Material ist in klarer, übersichtlicher Weise verarbeitet; namentlich zeichnen sich die Capitel I, IV und VII durch ein auf vorurtheilsfreien Beobachtungen und reichen Erfahrungen begründetes kritisches Urtheil aus, und wenn dieses Werk auch vorzugsweise für den französischen Eisenbahningenieur geschrieben ist, so ist doch sein Studium nicht blos für Anfänger höchst lehrreich und anregend. Am wenigsten befriedigend und keineswegs frei von Irrthümern ist der geschichtliche Abschnitt (Capitel II), was jedoch den Werth des Buches nicht wesentlich schmälert. Aus dem Anhange sind besonders hervorzuheben: die Abhandlung von Brabant über Erdbewegungen, die Notizen über die Kosten der Trockenlegung von Eisenbahndämmen und Einschnitten, die tabellarische Zusammenstellung über die bei Veranschlagungen von Eisenbahnen zu berücksichtigenden Gegenstände, die Angaben über Kosten des Oberbaues, der Drehscheiben und Weichen, der Stationsgebäude und Wärterhäuschen, Tunnel, Brücken und Viaducte und Telegraphenapparate, auch findet man hier, wie im übrigen Werke, zahlreiche Beziehungen auf unsere deutschen Verhältnisse und Erfahrungen. Um übrigens unseren Lesern Gelegenheit zu einem selbstständigen Urtheil zu geben, haben wir auf S. 216 u. flgde. des Hauptblattes einen Abschnitt aus dem siebenten Capitel über die Lieferungscontracte in der Uebersetzung mitgetheilt.

Die Schule des Zimmermanns. Praktisches Hand- und Hilfsbuch für Architekten und Bauhandwerker, so wie für Bau- und Gewerbschulen. Bearbeitet von B. Harres, Lehrer der Architektur an der höheren Gewerbschule zu Darmstadt. Erster Theil: Hochbauten. Zweite verbesserte Auflage. Mit 236 Holzschnitten. Leipzig, Otto Spamer, 1859.

Die Schule des Bautischlers. Ein praktisches Hand- und Hilfsbuch für Architekten und Bauhandwerker, so wie für Bau- und Gewerbschulen. Bearbeitet von F. Fink, ständigem Secretair des Großh. Hessischen Gewerbvereins zu Darmstadt. Mit 285 Holzschnitten. Leipzig, Otto Spamer, 1858.

Die obengenannten beiden Schriften gehören zu einer von den Herren B. Harres, Fr. Fink und C. Stegmann herausgegebenen „Schule der Baukunst“ in 4 Bänden, von welcher außerdem noch: „Die Baustyle und Säulenordnungen“ von Dr. L. Bergmann, „Die Schule des Maurers“ von B. Harres und „Die Schule des Steinmetzen“ von Demselben bereits erschienen sind, während nach dem Prospectus die Geschichte der Baukunst, die Ornamentik, die bürgerliche und landwirthschaftliche Baukunst, die Baumaterialienkunde, die Schule des Schlossers und die Schule des Tünchers, Stukkators und Stubenmalers noch nachfolgen sollen. „Die Schule des Zimmermanns“ erscheint be-

reits nach 3 Jahren in zweiter Auflage, was in jedem Fall ein günstiges Zeugniß für diese Schrift ablegt. Der vorliegende erste Theil handelt in 11 Abschnitten von dem Bauholze, den Hebezeugen, dem Beschlagen des Holzes, den Holzverbindungen, den Wänden, Gebälken, Dachwerken, Thürmen, Dachzerlegungen, vom Schiften und von den Treppen, kurz von denjenigen Arbeiten beim Hochbauwesen, welche im engeren Sinne dem Zimmermanne zustehen, wogegen der zweite Theil die Arbeiten beim Brücken-, Wasser- und Eisenbahnbau und die bei neueren Dachwerken vorkommenden Eisenconstructionen bringen wird. Der beschränkte Umfang (circa 11 Bogen) gebot diese Trennung des Stoffes, wenn derselbe mit genügender Ausführlichkeit erörtert werden sollte. Auswahl und Behandlung des Stoffes sind übrigens vorzüglich und ganz so, wie es einer Schule des Zimmermanns entspricht. Ebenso verdienen die ausgezeichneten Holzschnitte und die äußere Ausstattung des Buches alle Anerkennung.

Der Bautischler hat den Zweck, den angehenden Architekten mit den Arbeiten des Bautischlers bekannt zu machen und dem Bautischler Muster zu verschiedenen Arbeiten zu geben und ihm ein klares Verständniß über Zweck, Anlage, Construction und Ausschmückung dieser Bautheile zu erleichtern. Es wird daher von den Nutzhölzern im Allgemeinen, dann von den bei der Tischlerei verwendeten Holzarten, von den Tischlerwerkzeugen und Holzverbindungen gehandelt; dann folgen Abschnitte über Treppen, Fußböden, Wandvertäfelungen, Lambris und Fußsockel, über Thüren und Thore, Fenster und Läden, Sitzplätze und Tische, endlich über Kanzeln, Chor- und Emporbühnen-Brüstungen und Ladeneinrichtungen. Recensent glaubt, daß der Casettendecken auch noch hätte gedacht werden mögen, ist aber im Uebrigen der Ueberzeugung, daß dieses nur 16 Bogen starke Werkchen sehr nützlich wirken wird, da es den vorgesetzten Zweck recht glücklich erfüllt, auch mit vorzüglichen Holzschnitten ausgestattet ist. Obwohl sich auch in dieser Abtheilung der „Schule der Baukunst" einzelne Abschnitte finden, welche in der „Schule des Zimmermanns" bereits besprochen wurden, so sind es doch keineswegs bloße Wiederholungen von da, sondern sie sind mit besonderer Rücksicht auf die Tischlerei behandelt, und kann deren Aufnahme nicht befremden, da jedes Bändchen dieser bauwissenschaftlichen Encyclopädie für sich ausgegeben wird.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Jahrgang 1857. Drittes bis sechstes Heft.

Scheffler, über die Vermehrung der Tragfähigkeit der Brückenträger durch angemessene Bestimmung der Höhe und Entfernung der Stützpunkte. — Diese gelehrte Abhandlung betrifft namentlich die Biegung und den Bruch eingemauerter Balken, deren Enden geneigt vermauert sind, um eine gleiche Festigkeit an der Mauer und in der Mitte zu erlangen. Das Hauptresultat ist, daß die Bruchbelastung für den gleichzeitigen Bruch an der Mauer und in der Mitte bei dem geneigt vermauerten Balken doppelt so groß, als bei dem einfach unterstützten Balken und ein und ein Drittel mal so groß, als bei dem horizontal vermauerten Balken ist. Die Tangente des Neigungswinkels der Enden des Balkens muß dabei halb so groß sein, als die Tangente des Neigungswinkels der Enden des im Momente des Bruches begriffenen einfach unterstützten Balkens. Bei dem horizontal eingemauerten Balken beträgt die Durchbiegung unter einem im Mittel angehangenen Gewichte nur $1/4$ von der Durchbiegung des einfach unterstützten Balkens und unter gleichförmiger Belastung nur $1/5$ von der Durchbiegung des Letzteren. Bei der Belastung im Mittel trägt der horizontal eingemauerte Balken doppelt so viel, als der einfach unterstützte, und bricht gleichzeitig an der Mauer und im Mittel; bei gleichförmiger Belastung erfolgt dagegen der Bruch an der Mauer unter einer $1^1/_2$ mal, und in der Mitte unter einer 3 mal so großen Belastung, als bei dem einfach unterstützten Balken.

Lindner, neues Sicherheitsventil. — Die Sicherheitsventile öffnen sich gewöhnlich nicht genug, weil der ausströmende Dampf expandirt wird und hierdurch an Kraft verliert, um das Ventil weiter zu öffnen. Das neue Sicherheitsventil hat daher eine cylindrische Gestalt, ähnlich den doppelsitzigen Glockenventilen, ist aber oben geschlossen. In dem Zwischenraume zwischen diesem Boden und dem Deckel des Ventilsitzes tritt nun Dampf durch ein besonderes Rohr, hebt dadurch das Ventil plötzlich und öffnet es so weit, daß der Dampf ungehindert und rasch abziehen kann, bis die Spannung wieder so weit gesunken ist, daß das Ventil durch seine Belastung zugedrückt wird.

Gaillard, neues Verfahren bei der Reparatur schadhafter Röhrenwände an Locomotiven. — Dieses Verfahren besteht darin, daß man über die schadhafte Stelle Kupferplatten weglegt, deren Ränder ausgezogen sind, in diese Kupferplatten die Löcher für die Röhren bohrt und die Röhren, wie gewöhnlich, einzieht, aber ihre Umbörtelung gegen die Kupferplatte vornimmt. Auf diese Weise dienen die Rohre selbst zur Befestigung der natürlich sorgfältig aufzupassenden und genügend breit zu machenden Kupferplatte.

Cohausen, leichte Brücken aus hohlen Wölbsteinen. — Dieser aus Erbkam's „Zeitschrift für Bauwesen", 1856, Heft 1 und 2, entlehnte Artikel giebt ausführliche Notizen über verschiedene kastenförmige Ziegelsorten, welche bei leichten Brücken in Mettlach an der Saar und in Septfontaine bei Luxemburg angewendet wurden. Der Mettlacher Brückenbogen, welcher bei 50 Fuß Spannweite nur 3 Fuß 10 Zoll Pfeilhöhe hat, am Widerlager $16^1/_2$ Zoll und im Schlußstein nur $9^1/_4$ Zoll stark, übrigens aber 5 Fuß 1 Zoll breit ist, hat 121 Thlr. 14 Sgr. gekostet und wurde am 23. Juni 1842 begonnen, am 11. Juli geschlossen und am 6. August dem Verkehr (Fußgänger) übergeben.

Davies, über gußeiserne Träger. — Nach dem „Civilengineer- and Architects-Journal", Febr. 1857. — Der Verfasser weist nach, daß Hodgkinson, welcher bekanntlich als die zweckmäßigste Querschnittsform gußeiserner Träger diejenige Doppel-⊤Form bezeichnet, wo die untere Flansche sechsmal soviel Material, als die obere enthält, unrecht habe, und daß aus seinen eigenen Versuchen das Verhältniß $3^1/_2$ oder 4 : 1 statt 6 : 1 abzuleiten sei. Es ergiebt sich, daß dabei das Verhältniß zwischen dem im Stege und in den Flanschen enthaltenen Materiale sehr wesentlich sei und es stellt sich als das günstigste Verhältniß dasjenige heraus, wo der Steg $1/4$ des gesammten Querschnittes und das Verhältniß

der Flanschen = 1 : 4 beträgt, nächstdem aber Dasjenige, wo der Steg $1/3$ des gesammten Querschnittes ausmacht und die Flanschen sich wie 1 : $3^1/_2$ verhalten.

Davies, über die Tragfähigkeit schmiedeeiserner Balken. — Unter diesem mehr versprechenden Titel werden einige Versuche an Blechbalken aufgeführt, ohne darauf weitere Folgerungen zu basiren.

George, rauchverzehrender Ofen. — Dieser Ofen ist die Anwendung der Feuerung mit umgekehrtem Luftzuge auf einen Röhrenkessel.

Rühlmann, über Ramsbottom's Kolbenliderungen. Aus den „Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover", 1856, Heft 5. — Herr Rühlmann beschreibt den älteren Ramsbottom'schen Kolben mit drei Liderringen von $5/16$ Zoll Tiefe und $1/4$ Zoll Breite, in welchen Stahlringe von durchgängig gleichem rectangulären Querschnitt liegen, hebt sodann hervor, daß man gegenwärtig, wo sehr viele Locomotiven in England mit diesen Kolben versehen würden, darin eine wesentliche Verbesserung angebracht habe, daß man den Ringen eine ungleiche Stärke giebt, um am ganzen Umfange eine gleichförmige Abnutzung zu erhalten, und führt endlich die abweichende Construction der Maschinenbauanstalt von Waltjen u. Co. in Bremen hervor, bei welcher der Kolbenkörper hohl hergestellt wird und mehr Liderringe in Anwendung kommen.

Heinrich, Werkzeug zum Ausziehen der Schienennägel. — Der Beschreibung dieses aus der „Zeitschrift des Oesterr. Ingenieur-Vereines", 1856, Nr. 21 und 22, entlehnten Werkzeuges wird die redactionelle Bemerkung beigefügt, daß dasselbe bedeutend von der in Erbkam's „Zeitschrift für Bauwesen", 1855, S. 201, und im „Organ" auf 1855, Heft 2, beschriebenen Hakennagelzange von Strothmann übertroffen werde, welche leider nicht genug Beachtung gefunden habe.

Janvier, das Rammen mit locomobilen Dampfmaschinen. Nach den „Annales des ponts et chaussées", Janv. 1856. — Das Gerüst der Ramme, welches auch die locomobile Dampfmaschine trägt, steht auf einem Eisenbahngeleis parallel zur niederzustoßenden Pfahlreihe. Die Ramme hat ganz die Einrichtung einer gewöhnlichen Kunstramme, nur eine etwas abweichende Auslösungsvorrichtung. Die Verbindung zwischen der Maschine und Ramme wird durch eine Vorgelegswelle mit Ausrückung bewirkt. Die Kosten des Rammens mit Dampf im Vergleich zu gewöhnlichen Kunstrammen lassen sich aus folgenden Angaben ableiten. Mit Kunstrammen wurden in 30 Tagen à 21 Francs 57 Pfähle geschlagen, wogegen in derselben Zeit mit Dampf und einem täglichen Aufwande von 27,5 Francs 192 Pfähle eingeschlagen wurden.

Annähernde Kosten und Dauer der Ausführung einiger Tunnel. — Aus der „Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover", 1856, Heft 4, entlehnt, woselbst eine Uebersetzung der betreffenden Tabelle aus dem Werke: Fontenay, „Notice de la construction des Tunnels de St. Cloud etc.", mitgetheilt wird.

Gentil, über die Wirkung der Bremsapparate und die Vertheilung derselben in einem Eisenbahnwagenzuge. Aus den „Ann. d. min.", IX, nach dem „Polyt. Centralbl.", 1857, 5. — Es wird nachgewiesen, daß

bei 25 30 40 50 60 Kilometer Geschwindigkeit
eine Entfernung von
16 22 38 60 86 Metern

als die Minimalgrenze für die Entfernung bis zum Stillstande angesehen werden müsse, wenn bei den jetzt üblichen Wagen und Bremsapparaten ein schädlicher Stoß vermieden werden solle. Sind aber die Bremswagen unter andere Wagen vertheilt, und zwar so,

daß für Courierzüge mit 60 Kilometer Geschwindigkeit:
1, 2, 3 Bremswagen unter 4, 8, 12 gewöhnliche Wagen vertheilt sind, so ergeben sich die Entfernungen bis zum Stillstande zu 272, 306, 322 Metern;

daß ferner für Personenzüge mit 50 Kilometer Geschwindigkeit:
1, 2, 3 Bremswagen unter 7, 14, 21 gewöhnliche Wagen vertheilt sind, so ergeben sich die Entfernungen bis zum Stillstande zu 269, 288, 316 Metern;

daß für gemischte Züge mit 40 Kilometer Geschwindigkeit:
1, 2 Bremswagen unter 11, 22 gewöhnliche Wagen vertheilt sind, so ergeben sich die Entfernungen bis zum Stillstande zu 197, 251 Metern;

daß für Güterzüge mit 30 und resp. 25 Kilometer Geschwindigkeit:
1, 2, 3 Bremswagen unter 16, 32, 48 gewöhnliche Wagen vertheilt sind, so ergeben sich die Entfernungen bis zum Stillstande zu 160, 196, 207 oder resp. 111, 136, 144 Metern;

Erwärmung der Eisenbahnwagen. Aus Nr. 41 der „Eisenbahnzeitung" auf 1856. — Es werden verschiedene hierzu gebrauchte Vorrichtungen beschrieben und die Zeichnungen zu einem von Paulus für die Schweizerische Nordostbahn construirten Ofen gegeben. Der Erfolg solcher Heizvorrichtungen besteht darin, daß sich eine namhafte Zahl von Reisenden hierdurch veranlaßt findet, mit der zweiten, statt mit der dritten Classe zu fahren.

Bourdon, Lager mit ununterbrochener Schmierung. — Diese Lager sind mit einem unter dem Zapfen liegenden Oelbehälter versehen, in welchen eine auf den Zapfen gesteckte Schmierscheibe eintaucht, und Letztere giebt das aufgenommene Oel durch einen über der Scheibe angebrachten Abstreicher an den Zapfen ab.

Cameron, Krahn mit Sicherheitsvorrichtung. — Dieser, nach dem „Polytechnischen Centralblatt", 1857, 7, beschriebene und abgebildete Krahn hat die Einrichtung, daß die Hebung der Last zugleich mit der Bewegung des Schnabels bewirkt wird, wobei durch Anwendung einer Schraube ohne Ende einer rückgängigen Bewegung vorgebeugt wird.

Rziha, über den am 10. Mai 1857 erfolgten Sohlenauftrieb im Tunnel bei Czernitz. — Dieser durch zahlreiche Tafeln erläuterte Artikel giebt eine genaue und höchst interessante Darstellung der Vorgänge, welche bei dem theilweisen Einsturz des Czernitzer Tunnels auf der Wilhelmsbahn in Oberschlesien zu beobachten waren. Dieser Unfall wurde dadurch herbeigeführt, daß in Folge länger andauernden Regenwetters der blaue Gypsthon, welcher das Sohlengebirge bildete, aufgeweicht und in einen Zustand, den der Bergmann schwimmendes Gebirge nennt, versetzt worden war, und mit unwiderstehlicher Gewalt von unten auf in den auf der Sohle noch nicht genügend verwahrten Tunnel hineinquoll, die Widerlager des Gewölbes umstoßend und alle Rüstungen, so wie die mit unendlichen Kosten und

Anstrengungen eingebauten Abspreizungen zerdrückend. Als Hauptfehler des ganzen Betriebes wird angegeben, daß dabei das System des Baues mit Mittelkörper angewendet worden war, welches im Allgemeinen schon deshalb sehr unzweckmäßig ist, weil es die Förderung und den Verkehr sehr beengt, bei schwimmendem Gebirge aber ganz unzulässig wird, weil es eine rechtzeitige Einwölbung der Sohle unmöglich macht, also nicht gestattet, den gewaltigen Druck des Gebirges durch einen ringsum geschlossenen Mauerkörper aufzufangen. Obgleich nur eine Länge von 20 bis 25 Ruthen herzustellen ist, so hat man doch wegen der bedrängten finanziellen Verhältnisse der Wilhelmsbahn zunächst auch eine Umgehungslinie projectirt und es ist ungewiß, welche Ausführung definitiv angenommen werden wird.

Mohnié, über eine verbesserte Construction eiserner Gitterbrücken. — Der Erfinder ist der Ansicht, daß bei den Town'schen Gitterbrücken viel Material nicht zweckmäßig verwandt werde, weil das Stabeisen nur eine geringe Steifigkeit besitze, und will diesem Uebelstande dadurch abhelfen, daß er die rückwirkend angegriffenen schrägen Stäbe ganz wegläßt und dafür senkrecht gestellte Winkeleisen anwendet, welche nicht nur kürzer und daher billiger sind, sondern auch schwächer gemacht werden können, dabei aber einen großen Widerstand gegen seitliche Ausbiegung leisten und die kanapeeartigen Querträger entbehrlich machen. Als weitere Vortheile hebt er hervor, daß die Vernietung der zwischen den verticalen Winkeleisen stehenden schiefen Gitterstäbe viel kräftiger sei, und daß durch die verticalen Stäbe die Uebertragung der verticalen Kräfte unmittelbar erfolge, was geringere Dimensionen beanspruche, und schätzt die mit dieser Construction zu machenden Ersparnisse auf 10 Procent. — Die Redaction bemerkt hierzu, daß die unmittelbare Fortpflanzung des Druckes von der oberen zur unteren Gurtung doch nicht so wesentlich erscheine, wenn man bedenke, daß das Netzwerk zur Vermittelung der Biegung ganz unentbehrlich sei, und daß es bei derartigen periodischen starken Brückenbelastungen gewissermaßen Princip sein müsse, dieselben auf einen möglichst großen Theil des Ganzen zu übertragen; daß ferner die Inanspruchnahme gewisser Constructionstheile auf Compression nicht als ein wesentlicher Fehler angesehen werden dürfe, da ja in Folge der Vernietung die Widerstandsfähigkeit gegen das Zerknicken nicht viel geringer als die absolute Festigkeit ausfalle, und daß endlich bei der Inanspruchnahme dieser Stäbe weniger auf absolute und rückwirkende Festigkeit, als auf relative Festigkeit Rücksicht zu nehmen sei.

Hirn, zur Theorie der Maschinen mit überhitztem Dampfe. Nach dem „Bulletin de la société industrielle de Mulhouse", 1857, Nr. 138 et 139, durch das „Polytechnische Centralblatt", 1857, 16. — Hirn ließ eine Woolf'sche Maschine von 112 Pferdekräften mit Dampfmantel und eine eincylinderige Maschine von 110 Pferdekräften ohne Mantel abwechselnd mit gesättigten und mit überhitzten Dämpfen arbeiten und beobachtete bei der

Woolf'schen Maschine u.	210° Ueberhitzung	20% Ersparniß,
eincylinderigen „ „	230° „ „	31 „ „
„ „ „	240° „ „	47 „ „

Diese Ersparniß erklärt sich 1. durch die Verdampfung der mit dem gewöhnlichen Dampf fortgerissenen Wassertheile; 2. durch die Vergrößerung des Dampfvolumens bei der Ueberhitzung und 3. durch die Umänderung des Gesetzes über die Abhängigkeit zwischen Volumen und Spannung in jedem Augenblicke der Expansion.

Ghilliano und Christin, Dampfmaschine mit flüssiger Kohlensäure. Nach der „Schweizerischen Polytechnischen Zeitschrift", II, 2, 1857. — Die flüssige Kohlensäure wird direct in den Cylinder gebracht und erst dort in Dampf verwandelt. Die enorme Spannung, welche sich hier entwickelt, macht den Apparat zugleich sehr gefährlich.

Perreaux, Pumpe mit einer neuen Art Kautschukventile. Nach der „Schweizerischen Polytechnischen Zeitschrift", II. Bd., 2. Heft, 1857. — Die Ventile sind ähnlich wie die Mundstücken der Hautbois geformt, an der oberen Kante mit einer Ritze versehen, welche sich wie die Mundlippen schließt und werden wohl deshalb empfohlen, weil sie keine Klappen haben, dürften aber wieder insofern unvortheilhaft sein, als sie nur geringe Durchgangsöffnungen bilden.

Krauß, Dampfkolben mit beseitigter Kolbenreibung. Nach „Dingler's Polytechnischem Journal", Bd. CXLIV, Heft 1, 1857. — Die starke Abnutzung der metallischen Liderung an Dampfkolben kommt größtentheils davon her, daß die Federkraft der Liderringe nach der stärksten Dampfspannung bemessen werden muß, wogegen der Kolben oft bei viel niederigerem Drucke (Expansion) oder ohne Druck (Locomotivkolben bei Thalfahrten) zu arbeiten hat. Um die constante Federkraft durch eine mit der Spannung des Dampfes variirende Spannung zu ersetzen, läßt Krauß den Dampf hinter die Liderringe treten und selbst die Anpressung dieser Ringe bewirken. Der Kolbenkörper ist deshalb hohl gemacht und mit einem doppelsitzigen Ventile versehen, welches den Zutritt des Dampfes bald von der einen, bald von der anderen Seite gestattet. Man macht auf der Bahnstrecke Lindau-Kempten (mit einer 7 Meilen langen einprocentigen Neigung) jährlich mindestens 100 Fl. Ersparniß pro Maschine, indem mit diesem Kolben nicht nur eine bedeutende Erhöhung des Nutzeffectes, sondern auch eine bedeutende Verminderung der Reparaturkosten und des Brennmaterialaufwandes realisirt wird. (Schluß in der nächsten Nummer.)

Briefkasten.

Herr Professor Zeuner geht in seiner Entgegnung*) gar nicht auf den Gegenstand meiner Widerlegung ein. Derselbe sagt (S. 94 des „Civilingenieur"):

„Gewöhnlich findet man in den Büchern gerade die entgegengesetzte Ansicht ausgesprochen."

Ich bemerke (Seite 98 derselben Zeitschrift):

„Mit Unrecht behauptet Herr Zeuner Etwas gefunden zu haben, welches den in anderen Büchern ausgesprochenen Ansichten entgegengesetzt ist."

Hätte nun Herr Professor Zeuner einige dieser Bücher namhaft gemacht, worin die den Ergebnissen seiner Rechnungen entgegengesetzte Ansicht ausgesprochen wird, so würde natürlich auch diese Controverse nicht entstanden sein. Wenigstens in meinen Schriften über Mechanik steht nichts, welches den Ergebnissen der Untersuchungen des Herrn Professor Zeuner entgegengesetzt ist!

Freiberg, d. 22. Juli 1859.

Julius Weisbach.

*) Vergl. Literatur- und Notizblatt, Nr. 6.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

des

Civilingenieur.

№ 8.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Jahrgang 1857. Erstes bis sechstes Heft. (Schluß.)

Galton, über die Eisenbahnen in den Vereinigten Staaten. Aus „the Civil-Engineer and Archit.-Journal", Bd. 20, Nr. 277, 1857. — Eine zwar nicht genügend umfassende, aber interessante Mittheilung.

Sutherland, Eisenbahnbremse. Aus „the Civil-Engineer and Archit.-Journal", Bd. 20, Juli 1857. — Sutherland schlägt vor, das Prinzip der sogenannten Bandbremse auf Eisenbahnwagenräder anzuwenden, indem er auf die Axe innerhalb der Räder Bremsscheiben aufsteckt, über welche ein Eisenband gelegt wird, welches sodann auf sichere und einfache Weise dagegen gepreßt werden kann.

Rives, über Eisenbahnräder, die bei der Umdrehung von einander unabhängig sind. Nach „Genie indust.", Bd. 13, Nr. 76, 1857. — Frühere Versuche, lose Eisenbahnräder anzuwenden, haben Letztere bei dem raschen Fahren als untauglich erkennen lassen. Rives construirt sie aber so, daß das lose Rad gleiche Stabilität mit dem festgekeilten Rade besitzen muß, indem er an der Nabe des losen Rades eine hohle Axe befestigt, welche über die massive Axe, an welcher das feste Rad sitzt, weggeschoben ist. Die Vortheile der beweglichen cylindrischen Räder gegen die festen conischen Räder sind: leichtes Durchfahren der Curven, Verminderung des Schleifens auf grader Bahn, Ersparniß an Zugkraft, geringere Torsion der Axen, geringere Abnutzung der Räder und Schienen, geringere Schwierigkeit in der Herstellung gleicher Räderpaare, größere Stabilität der Züge.

Zusammenstellung der von mehreren Verwaltungen deutscher Vereins-Eisenbahnen gemachten Mittheilungen über Achsbrüche, welche bis zu Ende des Jahres 1856 auf diesen Bahnen erfolgten. Vom K. K. Oesterr. Ministerium des Handels.

Hipp, über eine neue Anwendung der Elektricität. Aus der „Zeitschrift des Deutsch-Oesterr. Telegr.-Vereins", Jahrg. 4, Heft 4, 1857. — Hipp hat den glücklichen Gedanken gehabt, die schadhaft gewordene Isolirungshülle des durch den Vierwaldstätter See gelegten Telegraphentaues dadurch wieder herzustellen, daß er, ohne das Tau herauszunehmen, die blos gelegten Stellen des Drahtes durch einen hindurch geleiteten starken positiven Strom mit einer bekanntlich schlecht leitenden Oxydhaut überzog. Diese Operation wurde mit sehr geringen Kosten in Zeit von drei Wochen vollzogen.

Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover. III. Band. Heft 2. Jahrg. 1857.

Tellkampf, Reisenotizen über neuere Brückenbauten in England. — Diese interessanten, mit Skizzen begleitenden Notizen beziehen sich auf die Saltash-Brücke, die Brücken zu Rochester und auf verschiedene kleinere und bewegliche Brücken.

Welkner, Tenderlocomotive für die Hannoversche Südbahn. — Die zahlreichen starken Steigungen und Curven der Hannover'schen Südbahn, Göttingen-Cassel, forderten eine besonders construirte, sechsräderige, schwere Locomotive, welche von Herrn Obermaschinenmeister Welkner in Göttingen im Jahre 1855 als Tenderlocomotive mit durchgängig gekuppelten Rädern construirt worden ist. Der Kessel hat 245 Feuerrohre und 1350 Quadratfuß Heizfläche bei 13,5 Quadratfuß Rostfläche, und arbeitet mit 100 Pfund Dampfdruck. Die Cylinderkolben sind $17\frac{3}{4}''$ stark und haben 24″ Hub; die Räder haben 4′ 6″ Durchmesser; der Abstand der Vorder- und Mittelaxe beträgt 6′, der Mittel- und Hinteraxe 6′ 3″ und die ganze Länge der Maschine von Buffer zu Buffer 27′ 6″; die Cylinder liegen 6′ 5″ auseinander und die größte Breite der inwendig liegenden Frames mißt 4′ 2″. Die Maschine ruht auf 3 Federn, wiegt dienstfähig 700 Ctr. à 100 Pfd. köln. und im Max. 770 Ctr., wovon auf jedes Vorderrad 14000, auf jedes Mittelrad 12000 und auf jedes Hinterrad 12500 Pfd. köln. fallen, und faßt 122 Cubikfuß Wasser im Kessel, 166 Cubikfuß in 2 unter dem Langkessel und hinter dem Führerstande angebrachten Behältern, und 12 Ctr. Kokes in der Feuerkiste, sowie 24 Ctr. Kokes in dem Kokesraume hinter dem Führerstande; die Steuerung ist eine sogenannte feste Coulissensteuerung mit außenliegenden Gegenkurbeln; die Pumpen haben $4\frac{1}{2}''$ Hub bei $4\frac{1}{4}''$ Durchmesser und werden vom Vorwärtsexcentric getrieben; außerdem giebt es eine kleine Dampfpumpe von 2″ Durchmesser und 4″ Hub; die Bremse wirkt auf das linke Mittel- und Hinterrad. Diese Maschinen ziehen 56 beladene Güteraxen (cira 5000 Zoll-Centner Gewicht) über $\frac{1}{64}$ Steigung mit $2\frac{1}{7}$ Meilen Geschwindigkeit und Züge von 3600 bis 4000 Zoll-Ctr. Bruttogewicht mit 3 Meilen, Personenzüge von 24 Axen mit 6 Meilen Geschwindigkeit pro Stunde, haben vor- und rückwärts einen sichern und ruhigen Gang, und verbrauchen zu einer zweimaligen Fahrt nach Cassel und zurück, incl. Anheizen, bei Güterzügen 215, bei Personenzügen 175 Pfd. Kokes pr. Meile.

Köpke, praktische Beispiele zur Festigkeits-Theorie, mit Tabellen über die Dimensionen von Balken und Trägern bei verschiedener Belastung. —

Diese sehr brauchbaren und bequemen Tabellen sind auf die im II. Bande, Heft 4 entwickelten Formeln basirt und berücksichtigen auch den Einfluß der Senkung der Stützen.

Versuche zur Ermittelung der Wassermenge von Ueberfällen, gemacht zu Honswyk in 1853 und 54. — Nach den „Verhandelingen van het koninglyk Instituut van Ingenieurs 1855—1856“ kann man bei Ueberfällen von 3 bis 6 Meter Breite und 0,1 bis 1 Meter Druckhöhe (von einer ungesenkten Stelle des Oberwasserspiegels bis Unterwasserspiegel gemessen) den Ausflußcoefficienten $\mu = 0{,}64$ bis 0,65 setzen, wenn man sich der Formeln $M = \frac{2}{3} \mu b h \sqrt{2gh}$ bedient.

Andries, Notiz über den Viaduct zu Arcquennes auf der Bahn von Manage nach Wavre. Nach den „Ann. d. trav. publ. d. Belg.“, XIV, 1855—56. — Dieser Viaduct hat 7 Oeffnungen von 24 Meter Weite, welche mit 2,32 Meter hohen Gitterträgern überdeckt sind. Jedes der Gleise wird unabhängig vom anderen durch 2 in 3,46 Meter Abstand stehende Gitterbalken getragen, in welchen die Stäbe nach den Auflagern zu dichter stehen. Im Widerspruch hiermit sind die Gitterbalken auf den Pfeilern an darüber befindlichen gußeisernen Platten befestigt. Der Artikel im französischen Originale giebt die vollständige Berechnung mit Zuhilfenahme der graphischen Methode.

Van den Carput, Betrachtungen über die Natur der Incrustationen, welche sich in Dampfkesseln bilden, und die Mittel, solche zu verhindern. Ebendaher. — Eine recht beachtenswerthe Abhandlung, die sich nicht wohl kurz wiedergeben läßt.

De Clercq, Bericht an den Minister der öffentlichen Arbeiten über die Industrie-Ausstellung von 1855. Ebendaher. — Giebt nur Andeutungen über den Inhalt des Originals.

Houbotte, Experimente zur Bestimmung des Elasticitätsmodulus verschiedener Holzarten. Ebendaher. — Die Resultate dieser Versuche bestätigen frühere Beobachtungen. Die Ausdehnung der am meisten in Anspruch genommenen Faser $\mu = \frac{6 P a}{b h^2 E}$ darf bis zu 0,001 gehen, da nach den Versuchen der Grenzwerth bis zu 0,0025 stieg. Die entsprechenden Belastungen betrugen 0,33 bis 0,43 von der Bruchbelastung, und der Elasticitätsmodulus pro Quadratcentimeter variirte zwischen 65000 und 149000 Kilogrammen.

Brücke zu Langon über die Garonne in der Bordeaux-Cette Bahn. — Beispiel einer Brücke mit nur zwei Blechträgern an der Seite für zwei Gleise. Die Bahn wird in der halben Höhe der Blechwände getragen. Die Träger sind durch Zellen verstärkt. Die Brücke ist 211,7 Meter lang und hat zwei äußere Oeffnungen von 67,15 Meter und eine Mittelöffnung von 77,4 Meter Weite und 8 Meter Breite zwischen den Seitenwänden. Der Civilingenieur entlehnt dem Werke von Pronnier und Molinos ebenfalls Notizen über diese Brücke (Bd. IV, S. 186) worauf wir hier verweisen wollen.

Röhren aus gebranntem Thon, inwendig gefirnißt, von Ziller u. Comp. zu Ollwiller. Ebendaher. — Die Röhren sind 1 Meter lang, mit Muffen versehen, und durch einen Kitt aus 2 Th. Poully-Cement, 1 Th. hydraulischen Kalk und 1 Th. Ziegelmehl gedichtet. Näheres giebt nachstehende Tabelle:

Nummer der Röhre	Innerer Durchmesser in Millimetern	Probepressung in Atmosph.	Gewicht pro Meter Länge incl. Muffen Kilogr.	Preis, pr. Met., fertig verlegt Francs
1 bis 5	30 bis 93	25	5,8 — 16,9	1,25 — 3,6
5 = 6	105 = 120	20	19,2 — 23,8	4,15 — 4,6
7 = 8	141 = 175	15	26,15 — 34,4	5,75 — 7,05
9 = 10	190 = 215	8	37,7 — 46,0	8,65 — 10,55

Drei Mann verlegen täglich 50 bis 60 Stück Röhren. Bewährt haben sie sich bereits in Stuttgart, wo seit 1824 solche Röhren unter einem Wasserdruck von 70 Meter in Gebrauch sind. Seit 1854 waren mit Ollwiller Röhren fast sämmtliche Hauptgasleitungen auf 12000 Meter Länge hergestellt.

Das Birminghamer Drahtmaaß. — Nach den Angaben des bekannten Werkes: „Holtzapfel, Turning and Mechanical Manipulation“, London 1846.

Dampfkessel mit Rauchverbrennung. — Eine kurze Notiz über diesen Gegenstand theilt mit, daß für Braunkohlen die Treppenroste empfohlen werden könnten, sowie eine Einrichtung, bei welcher das Brennmaterial in einem backofenförmigen Feuerraume aus Chamottesteinen verbrannt wird und die erzeugten Gase dann wie gewöhnlich den Kessel bestreichen. Bei Steinkohlen sind aber solche Einrichtungen mit Chamottesteincanälen nicht brauchbar, weil die Steine zu schnell verbrennen. Die Fairbairn-Kessel mit doppelten Feuerungen werden wesentlich verbessert, wenn man das hinterste Drittel der Länge der Heizröhren mit Drainröhren füllt, welche bald glühend werden und zur Verbrennung der Gase beitragen.

Allgemeine Bauzeitung von Prof. Förster. 22. Jahrg. 1857.

v. Michalik, Anleitung zum Bau der Klinkerstraßen. — Für viele Localitäten sind die Klinkerstraßen billiger als Schotterstraßen; sie besitzen überdies den Vortheil, daß sich auf ihnen kein Koth bildet, daß Regengüsse nur zur Conservirung und Reinigung beitragen, daß sie unmittelbar nach der Herstellung auch als fertig zu betrachten sind, daß das Fahren darauf leicht und angenehm ist, und daß ihre Erhaltung nur wenig Kosten verursacht. Es ist daher das Studium dieser gründlichen Anweisung, welche aus einem eigenen Werke unter demselben Titel entlehnt ist, sehr zu empfehlen.

Asphaltirte Ziegel und Steine zu Wasserbauten, Straßenpflasterungen u. s. w. — Nach der Erfindung von Rogwcki in Warschau werden Kreide, Ziegel, Sandsteine, Mergel und andere erdige und kalkartige Mineralien durch Kochen in Bitumen vollkommen wasserdicht und erlangen eine größere Festigkeit als gewöhnliche Hausteine. Die Zubereitung der Materialien mit Asphalt ist folgende: Man läßt das mineralische oder vegetabilische Bitumen bei kleinem Feuer in zu $\frac{1}{3}$ gefüllten gußeisernen Kesseln kochen, wobei es stark steigt, und concentrirt es durch $1\frac{1}{2}$- bis 2stündiges Kochen. Die zweckmäßigste Composition ist 4 Th. kochender und concentrirter Theer, 1 Th. natürlicher oder künstlicher hydraulischer Kalk, welcher wenigstens $\frac{1}{3}$ Thonerde enthält, 12 bis 20 Th. Kreide oder anderer Kalkstein. Der hydraulische Kalk wird nach Beendigung des Kochens in den Theer gerührt, dann Kreide hinzu geschüttet,

bis die Mischung so dick ist, daß man sie nicht mehr umrühren kann. Die beste Composition zum Asphaltiren der Ziegel besteht aus 1 Th. kochender und concentrirter Theer, $^1/_4$ Th. hydraulischer Kalk und 1 Th. Kalkerde. Die zu asphaltirenden Gegenstände müssen eine Viertelstunde in dieser Mischung, welche nur zwei Mal gebraucht werden kann, kochen.

Berrens, Eisenbahnconstruction. — Diese Construction beabsichtigt, alle Stühle, Nägel, Keile und Querschwellen entbehrlich zu machen und besteht nur aus Schmiedeeisen. Die Schiene ist eine Brückenschiene, welche ohne Weiteres auf den Ballast gelegt wird. Statt der Schwellen sind unter jeder 10 Meter langen Schiene zwei Winkeleisen mit einem schmalen horizontalen und einem langen verticalen Schenkel angebracht, welche mit dem horizontalen Schenkel an den Fuß der parallelen Schienen angenietet und mit dem verticalen Schenkel ganz in den Ballast versenkt sind. Unter den Schienenstößen sind zwei solche Winkeleisen mit einem durch eine Filzplatte ausgefüllten, 6 Millimeter weiten Zwischenraum angebracht, welche nur am unteren Ende zusammen genietet sind, also der Dehnung des Schienenstranges nachgeben können.

Pfahlschuhe von Eisenblech. — Die eisernen Schuhe mit Lappen sind oft nach erfolgtem Abbrechen der Lappen Ursache zur Zersplitterung der Pfähle, gußeiserne Schuhe zerbrechen leicht und es sind daher nur blecherne Schuhe mit Sicherheit anwendbar. Sie werden von 2 bis 3 Millimeter starkem Blech gefertigt, mit umgebogenen Rändern gefalzt und vernietet und erhalten an der Spitze einen eingeschweißten vollen Kern. Sie sind glätter und billiger als eiserne Lappenschuhe.

Der Medina-Cement und -Concret. — Aus der Fabrik von Francis Brothers in London werden von Cementsorten: Portland-, Roman-, Medina- und Parian-Cement versandt, von denen der Medina-Cement, wegen seiner verhältnißmäßigen Billigkeit bei Wasserbauten vorzügliche Beachtung verdient. Der Medina-Cement und -Concret wird dadurch gebildet, daß man 4 bis 6, auch 9 Th. kleiner Steinchen in Wallnußgröße, mit 1 Th. reinen Medina-Cement vermischt, die damit ausgeführten Gebäulichkeiten werden mit einem $^1/_2$ bis 1 Zoll dicken Putz aus 1 Th. Medina-Cement und 2 Th. gutem, reinem, scharfem Mauersand mit wenig Wasser versehen. Der zum Concret verwendete Cement macht selten mehr als $^1/_6$ der Mauermasse aus und mit 1 Faß à $5^1/_4$ Cubikfuß engl., welches in der Fabrik $8^1/_2$ Sch. kostet, wurden $31^1/_2$ Cubikfuß gemauert. Es werden einige Anwendungen beim Hafendamm zu Sandownbay und zum Häuserbau beschrieben.

Ueber den Luftzug im Schornsteine. — Dieser Aufsatz weist einige Mängel der gewöhnlichen Formeln zur Bestimmung der Geschwindigkeit der Luft in Schornsteinen nach und findet, daß die größte Luftmenge bei einer mittleren Temperatur von 136,4 Graden im Schornsteine abgeführt wird. Da aber bei den zu Grunde gelegten Formeln keine Rücksicht auf die in der Esse stattfindende Abkühlung genommen wird, so dürfte dieses Ergebniß sehr fraglich sein.

Wex, Darstellung der physischen Schiffahrtshindernisse an der Ausmündung des Donaustroms ins schwarze Meer und Mittel zur Beseitigung derselben. — Eine längere, durch viele Pläne erläuterte, für den Wasserbaubeflissenen interessante Abhandlung.

Die Eisenconstructionen und Metalldeckungen der Güterschuppen auf der Westbahn zu Batignolles und über eiserne Dachstühle und Metalldeckungen in Frankreich überhaupt. — Die Verladeplätze des Bahnhofes zu Batignolles sind mit 3 eisernen Schuppen von 80 Meter Länge und 22 Meter Breite bedeckt, deren Dächer aus gewelltem Blech in Form eines Segmentbogens mit circa $^1/_5$ Pfeilhöhe hergestellt sind und sich selbst tragen. Die Kosten dieser von Flachat angegebenen Bedeckung betragen 16,62 Francs pro Quadratmeter, wenn das Kilogramm Eisen 0,57 Francs kostet. — Weiter werden noch beschrieben die eisernen Gespärre des Magdalenenmarktes in Paris von Beugny, ein gußeisernes Dachgerüst von Renaux über die Glashütte von Parreche zu Lyon, und verschiedene Deckungsarten der Metalldächer, auch sind die erforderlichen Angaben über Gewichte und Gestehungskosten beigefügt.

Die eiserne Landungsterrasse von Gravesend bei London. — Diese von Redmann erbaute gußeiserne Galerie hat 76,25 Meter Länge und 9,15 Meter lichte Breite, und ragt 61 Meter in den Fluß hinein; eine 27,45 Meter lange Quergalerie auf der Flußseite bildet mit der ersteren ein ⊤ im Grundrisse. Diese Terrasse ruht auf 22 gußeisernen, 8,55 Meter hohen, an der Basis 1,22 Meter und am Scheitel 0,91 Meter starken Säulen, welche bei 2,44 Meter über dem Wasserspiegel durch ⊤-förmige gußeiserne Balken und überdies sowohl der Höhe als der Breite nach durch eiserne Kreuzbänder unter einander verbunden sind. Die Gründung der Säulen erfolgte mittelst gußeiserner, aus einzelnen ringförmigen, 1,5 Meter hohen Stücken zusammengesetzter Cylinder von 1,83 Meter Durchmesser und 16 Millimeter Wandstärke, welche durch Belastung in dem aus Geröll-, Kies-, Sand- und Schlammschichten bestehenden Boden bis auf den festen Kalkstein versenkt, dann ausgepumpt und ausgemauert wurden. Der unterste Ring blieb um das Fundament zurück, im übrigen wurden diese Cylinder aber herausgezogen.

Kärner, die Maximiliansbrücke über den Inn bei Mühldorf. — Zur Beseitigung einer sehr defect gewordenen Wiebeking'schen Bogenbrücke wurde bei Mühldorf eine Howe'sche Gitterbrücke über den Innstrom geschlagen. Die Jochöffnungen sind im Lichten 123,66; 124,19; und 125 Fuß bayr.; der Fahrraum ist 16 Fuß hoch und 25 Fuß breit, wovon 10 Fuß auf die Fahrbahn kommen. Die Dachung springt 6 Fuß über die Seitenwände und 3,6 Fuß über die Stirnflächen vor und mißt in der Firste 416,4 Fuß. Die Gesammtkosten betrugen 69286 Fl. 37 Kr. und der laufende Fuß des vollendeten hölzernen Brückenkörpers ca. 100 Fl.

Die Durchstechung der Landenge von Suez. — Ausführliche Darstellung dieser auf 162 Millionen Francs veranschlagten großartigen Unternehmung.

Die Brücke von Saltash in der Bai von Plymouth. — Die Beschreibung dieser von Brunel (Sohn des Themsetunnel-Erbauers) entworfenen Brücke, von welcher auch im „Literatur- und Notizblatt des Civilingenieur", Nr. 1, S. 8, gesprochen wird, ist durch zwei schöne Tafeln erläutert.

Erfahrungsresultate über Holzconservirung. — Kyan's Verfahren (Imprägnation mit Quecksilberchloridlösung) scheint noch nicht genügend geprüft. Burnett's Imprägnationsflüssigkeit (1 Th. Chlorzink auf 90 Th. Wasser) wird dagegen gerühmt und hat sich auf den hannöverschen

Eisenbahnen wenigstens für das Mischungsverhältniß von 1 Pfd. Chlorzink auf 30 Pfd. Wasser bewährt. Auch das von Bethell angewendete Einpressen von Holzessig, saurem Eisen und Theeröl ist durch mehr als 10jährige Erfahrungen bewährt gefunden worden, wogegen Payne's Verfahren, bei welchem hinter einander zwei sich zersetzende Flüssigkeiten in die Hölzer eingepumpt werden, sehr schlechte Erfolge gegeben hat. Kupfervitriollösung von 1 Procent Gehalt, welche Boucherie anwendet, giebt gute Resultate.

Ueber Straßenwalzen. — Einige historische Notizen über diesen Gegenstand mit Abbildung der älteren und der jetzt üblichen Walzen.

Darstellung verschiedener Oefen für industrielle Zwecke und zum häuslichen Gebrauche. — Es werden zunächst ein Paar rauchverbrennende Feuerungen beschrieben, nämlich eine Feuerung mit umgekehrtem Zuge, eine Feuerung mit Einspritzung von kochendem Wasser und der Dumery'sche Ofen mit gußeisernen Fülltrichtern; dann folgt die Beschreibung einer Pfannenheizung, einer Dampfkesselheizung mit Siedern, eines verbesserten Küchenofens, eines eisernen Backofens, der Kalk- und Ziegelöfen zu Villeneuve-le-Roi, ein Paar Gyps- und Porcellanöfen, der Appolt'sche Kokesofen und ein Paar Oefen zur Eisenfabrikation.

Auf Erfahrungen gegründete Betrachtungen zur Nutzanwendung bei der Erbauung von metallenen, steinernen und hölzernen Brücken, Trägern, Entlastungsbögen, Dachstühlen, überhaupt von allen Bautheilen, welche bedeutende Lasten zu tragen haben.

Claricini, der verbesserte Arkograph. — Der Arkograph ist ein Spiegelinstrument, mit welchem man schnell und genau Kurven abstecken kann. Dieses Instrument ist äußerst compendiös und jedenfalls weit bequemer und weniger zeitraubend, als die anderen Verfahrungsarten zum Abstecken von Curven, auch wird demselben eine größere Genauigkeit nachgerühmt. Es ist in der Hauptsache ein Winkelspiegel mit veränderlicher Neigung.

Zelger, Brücke über den Main bei Schweinfurt. — Ausführliche Beschreibung dieser steinernen Brücke nebst Gründungen, Rüstungen und Versatzwagen.

Bömches, Strombauten zur Verbesserung der Schifffahrt auf der Marne. — Die hier beschriebenen Bauten sind das von Chanoine construirte bewegliche Wehr von Cumieres, welches auf 30 Meter Breite als Nadelwehr, und auf 12 Meter Breite als Durchlaß mit Fallthüren hergestellt ist, der zugehörige Durchstich von 13 Meter Breite und 4 Meter Tiefe mit Schleuße, über welche eine Blechbalken-Brücke führt, das Wehr von Dammery von 50 Meter Breite mit einem 15 Meter breiten Durchlaß mit selbstbeweglichen Fallthüren von einer verbesserten Construction, ebenfalls von Chanoine, und der Durchstich mit Schleuße und Blechbogen-Brücke über dieselbe. Diesem interessanten Artikel sind 10 Tafeln Zeichnungen gewidmet.

Fontenay, Construction des viaducs, ponts-aqueducs, ponts et ponceaux en maçonnerie etc. — Auszug aus diesem praktischen Buche von Toni Fontenay, welches bei Carilian-Goeury et V. Dalmont in Paris in zweiter Auflage erschienen ist.

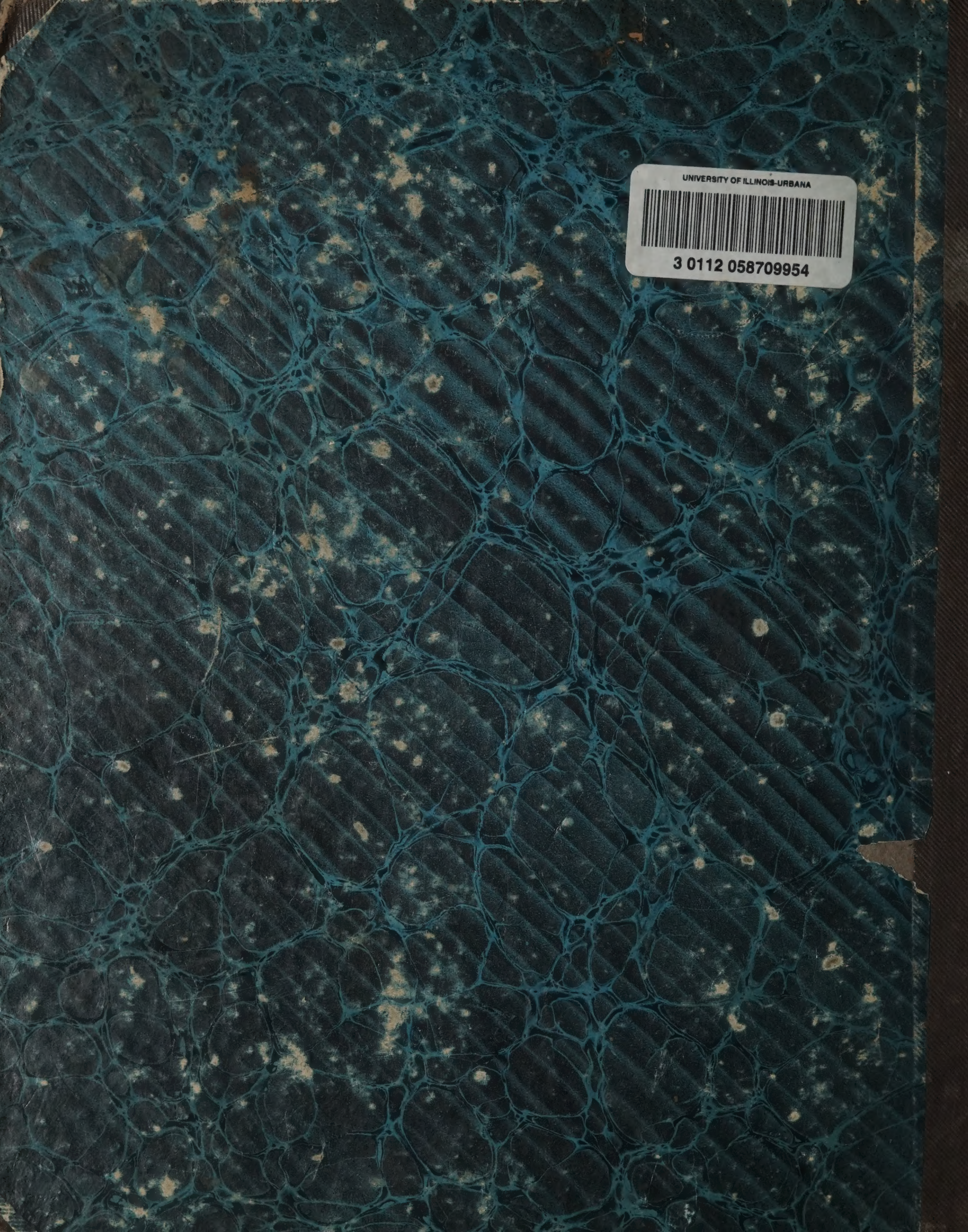
Kindt, Prüfung der neuesten in England und Frankreich vorgeschlagenen Vorrichtungen zur Verbrennung des Rauches. Nach einem in Brüssel bei Delcomb erschienenen Werkchen. Der Verfasser tritt am Ende seiner kritischen Abhandlung, welche das Resumé giebt, daß beinahe alle vorgeschlagenen rauchverzehrenden Vorrichtungen entweder zu complicirt, oder noch nicht genügend praktisch geprüft sind, selbst mit einem Apparate hervor, welcher alle diese Nachtheile vermeiden soll. Um den übermäßigen Luftzutritt beim Nachschüren zu vermeiden, ist vor dem Roste eine innere Thüre angebracht, welche hinab gelassen wird, wenn man frische Kohle aufgiebt. Wird dieselbe dann nach Verschluß der eigentlichen Ofenthür wieder aufgezogen, so breitet sich der Kohlenhaufen etwas aus und wird mittelst einer Krücke, welche durch eine enge verschließbare Oeffnung in der Ofenthür eingeführt wird, bis an den Rost vorgeschoben, damit er zersetzt und unter Zutritt der durch die Oeffnung der Ofenthür einströmenden Luft rauchlos verbrannt werde und das Gas über den Rost nach den Zügen abziehe. In der Hauptsache tritt die Luft unter den Rost nur durch eine Röhre, bei sehr bituminösen Steinkohlen ist aber eine hohe Feuerbrückenmauer anzuwenden, durch welche warme Luft am hinteren Ende des Rostes eintreten kann. Auch kann durch die Luftröhre im Aschenfall ein Dampfrohr eingeführt werden, um durch Dampfstrahlen den Zug beliebig zu verstärken.

Oekonomische Bedachung von getheertem Papier und Wasen. — Mayer in Adelholzen am Chiemsee in Bayern theert die Schaalung und siebt sie mit Mehlsand oder Asche ein, schneidet dann aus sogenanntem Hanfdeckpapier aus der Fabrik von Pasing in München, von welchem eine 230 Fuß lange, 4′ 4″ breite Rolle $16\frac{1}{2}$ Pfund à 15 Kr. wog, passende Streifen, läßt sie 3 Zoll überdecken und streicht sie fett mit warmem, mit $\frac{1}{10}$ Bräuerpech gemischtem Steinkohlentheer, giebt hierüber sofort eine zweite und dritte Papierlage mit versetzten Wechseln, welche ebenso behandelt wird und dann $\frac{1}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$ Zoll hoch mit trocknem Mehlsand oder zerstoßener Holz- oder Steinkohle besiebt wird, und belegt endlich ein solches Dach, welches noch unter $\frac{1}{8}$ Fall erhalten muß, mit frisch ausgehobenen 6zolligen Wasen. Die Quadratklafter kommt ohne den Beleg mit Wasen 48,9 Kreuzer zu stehen und verlangt etwa $\frac{3}{20}$ Arbeitstage. Solche Dächer sind nicht nur sehr billig, sondern völlig feuerfest, gegen Stürme und Hagelwetter sicher und sehr dicht und dauerhaft.

Seguins, neuer Motor, welcher stets mit demselben Dampfe arbeitet, dem man bei jedem Kolbenhube die Wärme wiedergiebt, die er bei Hervorbringung des mechanischen Effectes verloren hat. — Siehe hierüber, Civilingenieur, Band III, S. 198.

Ueber die natürlichen und künstlichen Bitumen, welche gegenwärtig am meisten im Gebrauch sind. — Dieser Aufsatz enthält vielfache nützliche Nachweisungen.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.



UNIVERSITY OF ILLINOIS-URBANA
3 0112 058709954